

PHILIPPE TREMBLAY

**ÉQUILIBRAGE STATIQUE ADAPTATIF D'UN
MANIPULATEUR SÉRIEL À 4 DEGRÉS DE LIBERTÉ**

Mémoire présenté
à la Faculté des études supérieures de l'Université Laval
dans le cadre du programme de maîtrise en génie mécanique
pour l'obtention du grade de maître ès sciences (M.Sc.)

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE
UNIVERSITÉ LAVAL
QUÉBEC

2008

Résumé

Ce mémoire traite de l'équilibrage statique adaptatif d'un manipulateur à 4 degrés de liberté destiné à une utilisation au sein d'une chaîne de montage de l'industrie automobile. Le contexte du projet ainsi que les objectifs visés sont d'abord énoncés clairement. Par la suite, différentes méthodes et architectures permettant de réaliser l'équilibrage statique sont présentées. Ces méthodes sont détaillées et une conclusion est établie quant à la faisabilité de chacune. La meilleure d'entre elles est retenue puis analysée plus en détail. Pour en valider le fonctionnement, un prototype de cette solution est également construit. Finalement, les résultats de l'expérimentation et les problèmes rencontrés lors de celle-ci sont présentés. Un retour et une discussion sur l'ensemble du travail effectué viennent conclure le tout.

Table des matières

Résumé	i
Table des matières	ii
Liste des tableaux	v
Liste des figures	vi
Introduction	1
1 Équilibrage statique par éléments élastiques	7
1.1 Ressort de tension	8
1.1.1 Conditions d'équilibre	8
1.1.2 Faisabilité de la solution	10
1.1.3 Ajustement de l'équilibrage	12
1.1.3.1 Ajustement des propriétés du ressort	12
1.1.3.2 Ajustement des points d'attache	12
1.2 Ressort à force constante	17
1.2.1 Conditions d'équilibre	18
1.2.2 Minimisation du couple résultant	19
1.3 Ressort de torsion	23
1.4 Poutre en torsion	25
1.4.1 État des déformations	26
1.4.2 Modèle mathématique	27
1.4.3 Exemple d'application	29
1.4.4 Autres considérations	31

1.5	Discussion	32
2	Équilibrage statique par contrepoids	34
2.1	Étude dynamique	35
2.1.1	Vitesses et accélérations limites	35
2.1.2	Déplacement vertical	36
2.1.2.1	Effet du positionnement du contrepoids sur l'inertie . .	38
2.1.2.2	Exemple	39
2.1.3	Déplacement horizontal	40
2.2	Contrepoids indirects	41
2.2.1	Conditions nécessaires	42
2.2.2	Orientation constante des vérins	43
2.2.3	Ajustement de l'équilibre	44
2.3	Discussion	45
3	Étude de la solution retenue	47
3.1	Choix de la solution	48
3.2	Présentation de la solution retenue	49
3.2.1	Principe de fonctionnement	49
3.2.2	Conditions à l'équilibre	51
3.3	Analyse de la solution retenue	55
3.3.1	Étude dynamique	55
3.3.2	Étude de la bande passante	57
3.4	Discussion	61
4	Conception du prototype	63
4.1	Caractéristiques du prototype	64
4.1.1	Objectifs	64
4.1.2	Fluide hydraulique	64
4.1.3	Système hydraulique	65
4.1.4	Charge et déplacement	66
4.2	Choix des composantes	66
4.2.1	Vérins	66
4.2.2	Valves	67
4.2.3	Autres composantes	68
4.3	Assemblage et fonctionnement du prototype	69
4.3.1	Système hydraulique révisé	69
4.3.2	Montage	71

4.4	Discussion	73
5	Résultats et analyse	76
5.1	Problème de friction	77
5.1.1	Joints d'étanchéité	77
5.2	Tests de friction	79
5.2.1	Alternatives aux joints en nitrile	79
5.2.2	Tests effectués	79
5.2.3	Résultats	81
5.2.4	Analyse des résultats	83
5.2.5	Autres aspects à considérer	88
5.3	Discussion	91
	Conclusion	92
A	Catalogue des vérins	100
B	Catalogue des valves hydrauliques	116
C	Autres spécifications	134
D	Configurations du système hydraulique	138

Liste des tableaux

1.1	Valeurs des paramètres du problème étudié.	10
1.2	Caractéristiques du ressort.	11
1.3	Angles et couples optimaux.	21
1.4	Propriétés des matériaux.	29
1.5	Résultats de l'équilibrage avec poutre en torsion.	30
2.1	Vitesses et accélérations limites.	35
2.2	Vitesses et accélérations maximales observées.	36
5.1	Matériaux des joints d'étanchéité.	79
5.2	Combinaisons de joints d'étanchéité testées.	80
5.3	Résultats des tests de friction.	83
5.4	Mesures de résistance du prototype.	84
5.5	Nomenclature des joints d'étanchéité.	84

Liste des figures

1	Système robotisé reproduisant les mouvements SCARA.	3
1.1	Équilibrage statique avec un ressort de tension.	8
1.2	Plusieurs ressorts de tension.	9
1.3	Ajustement par un mécanisme à 4 barres.	13
1.4	Construction géométrique.	15
1.5	Évolution du couple selon la position angulaire.	16
1.6	Ressort à force constante.	17
1.7	Équilibrage avec ressort à force constante.	18
1.8	Couples sans optimisation.	20
1.9	Évolution du couple maximal selon la position d'équilibre.	20
1.10	Couples avec optimisation.	21
1.11	Couples lors de la singularité.	22
1.12	Ressort de torsion.	23
1.13	Équilibrage par un ressort de torsion.	24
1.14	Équilibrage partiel avec 3 ressorts de torsion.	25
1.15	Équilibrage avec poutre en torsion.	25
1.16	Solution graphique au problème d'équilibrage avec une poutre en torsion.	30
2.1	Représentation schématique de l'équilibrage statique par contrepoids.	36
2.2	Dépendance de l'inertie.	39
2.3	Couple et puissance comparatifs.	40
2.4	Équilibrage statique par contrepoids indirects.	41
2.5	Équilibrage parfait par contrepoids indirects.	42

2.6	Équilibrage statique avec déplacements linéaires.	43
2.7	Équilibrage statique adaptatif avec déplacements linéaires.	45
3.1	Solution retenue pour l'équilibrage statique avec charge m_1	49
3.2	Solution retenue pour l'équilibrage statique avec charge m_{12}	50
3.3	Nomenclature des paramètres d'un vérin.	51
3.4	Équilibre du système hydraulique avec 2 vérins.	52
3.5	Équilibre du système hydraulique avec 3 vérins.	53
3.6	Système simplifié pour l'étude dynamique.	55
3.7	Force et puissance comparatives.	57
3.8	Système simplifié pour l'étude de la bande passante.	58
3.9	Système pour l'étude de la bande passante.	59
3.10	Diagramme de Bode.	60
3.11	Simulation avec AMESim.	61
4.1	Schéma du système hydraulique du prototype.	65
4.2	Ports de la valve 4/3.	68
4.3	Ports de la valve 2/2.	68
4.4	Position problématique de la valve.	70
4.5	Schéma du système hydraulique modifié.	70
4.6	Support 1.	71
4.7	Support 2.	72
4.8	Prototype.	73
4.9	Éléments du prototype.	74
5.1	Joints de piston.	77
5.2	Joints de tige.	78
5.3	Joint racleur.	78
5.4	Test Y.	81
5.5	Mesures M_a et M_b	82
5.6	Corrosion interne.	90
D.1	Système à vide.	139
D.2	Modification de la charge.	140
D.3	Activation ou désactivation des contrepoids.	141
D.4	Système chargé.	142
D.5	Ajustement des contrepoids.	143

Introduction

L'utilisation de robots est très répandue dans le milieu industriel. Dans plusieurs applications, les robots sont utilisés afin de répéter une tâche prédéterminée. On peut penser par exemple à des robots qui effectuent une soudure ou qui déplacent précisément une pièce d'un endroit donné à un autre le long d'une chaîne de montage. Une fois mis en place et programmés, ils sont alors pratiquement autonomes et fonctionnent sans l'aide d'un opérateur. Par contre, pour d'autres applications plus complexes ou afin d'être plus efficace, il peut être avantageux de vouloir combiner la robustesse et la force d'un robot avec les capacités d'analyse et d'adaptation d'un être humain. On a alors recours à des robots coopératifs, qui servent à assister un opérateur dans les tâches qu'il doit accomplir.

En 2006, le Laboratoire de robotique de l'Université Laval, sous la direction du professeur Clément Gosselin, et le constructeur automobile General Motors (GM), ont entamé conjointement un projet de recherche intitulé *Development of Advanced Robotic Systems for Human Augmentation*. L'objectif principal du projet est de développer des systèmes robotiques pouvant fonctionner autant de manière autonome qu'en coopération avec des humains. Ces systèmes doivent être conçus en vue d'être intégrés éventuellement aux chaînes d'assemblage de GM. Un point excessivement important à considérer dans le cadre de ce projet de recherche est la sécurité et la fiabilité des systèmes développés. Lorsqu'un robot opérant de façon autonome connaît une défaillance, les pertes engendrées, même si elles peuvent être considérables, n'en demeureront géné-

ralement pas moins matérielles et monétaires. Mais la présence d'un être humain dans l'espace de travail du robot peut engendrer des conséquences beaucoup plus graves, non seulement pour l'opérateur en question mais aussi pour son entourage et son employeur. Une façon d'assurer une opération plus sécuritaire est de réduire le plus possible la taille des moteurs utilisés pour l'actionnement. Cet objectif peut être atteint par l'application du concept d'équilibrage statique.

Problème à l'étude

Le cas d'un manipulateur à 4 degrés de liberté reproduisant les mouvements SCARA [1] sera étudié, étant donné l'utilisation répandue de ce type de robots dans l'industrie de l'assemblage automobile. On en retrouve un exemple schématique à la figure 1. La partie mobile du mécanisme est liée à un rail horizontal par un chariot, qui peut glisser dans la direction X_1 le long du rail. Il y a également au chariot un joint rotoïde, qui permet d'effectuer des rotations dans le plan horizontal autour de l'axe Z_1 . La combinaison de la translation selon X_1 et de la rotation autour de Z_1 permet de positionner l'effecteur dans le plan horizontal. Le pivot θ permet pour sa part de positionner verticalement l'effecteur à la hauteur voulue. Enfin, un deuxième joint rotoïde à l'axe Z_2 permet d'orienter l'effecteur. Ce type d'architecture peut donc produire des déplacements dans les trois directions de l'espace ainsi qu'une rotation autour de l'axe vertical de l'effecteur.

On cherche à équilibrer statiquement un tel mécanisme. Cela consiste à faire en sorte que pour toutes les configurations possibles, le poids du système ne produise pas d'efforts aux articulations. Dans le cas d'un système robotisé, cela signifie que ses actionneurs n'auront pas à forcer contre la gravité, mais seulement pour accélérer la charge. Étant donné les masses importantes que peuvent posséder non seulement les pièces d'une voiture qui doivent être déplacées, mais également le système robotisé en soi, il s'agirait d'un avantage considérable. On retrouve des exemples de mécanismes équilibrés statiquement dans [2], [3], [4], [5] et [6].

Par observation, on constate que seul le degré de liberté permettant un déplacement selon l'axe vertical, soit θ dans l'exemple de la figure 1, est soumis aux efforts causés

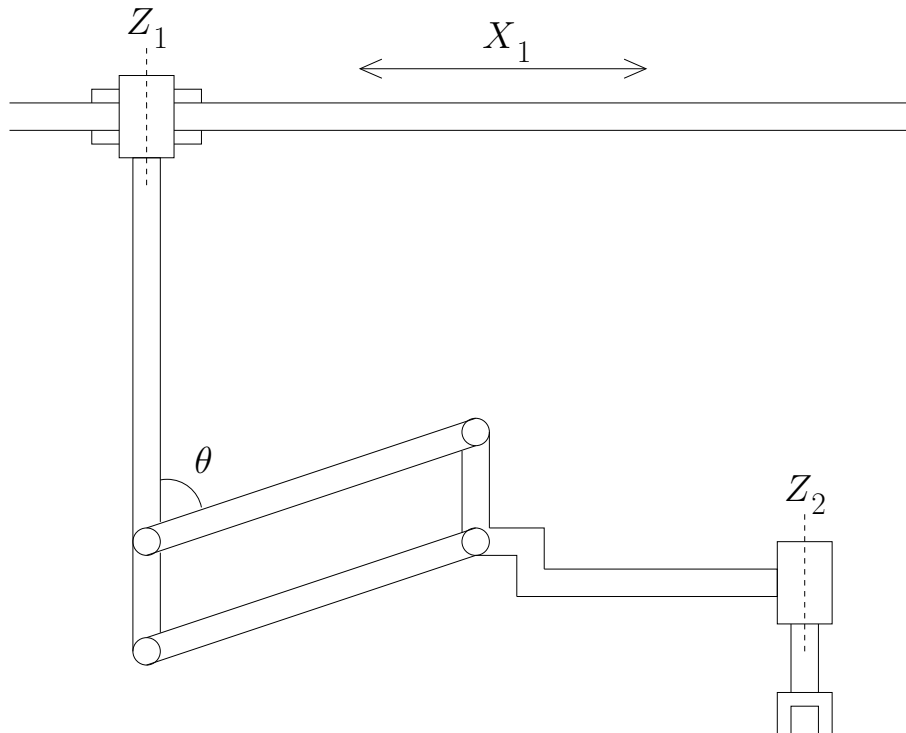


FIG. 1 – Système robotisé reproduisant les mouvements SCARA.

par la gravité. Ce type de manipulateur à 4 degrés de liberté est par conséquent complètement équilibré statiquement si cet unique degré de liberté est en équilibre. Tout au long du mémoire, l'attention sera donc uniquement portée sur l'équilibrage statique d'un mécanisme à un degré de liberté permettant d'effectuer un déplacement vertical.

L'étude doit également prendre en considération les tâches à accomplir, afin que la solution élaborée puisse s'y adapter sans problème. Les robots développés dans le cadre de ce projet seront utilisés par des opérateurs afin d'installer des pièces sur les voitures des chaînes de montage. Le système doit donc être en mesure de saisir une pièce, de la déplacer jusqu'à la voiture, qui est en mouvement sur la chaîne d'assemblage, de la positionner à l'endroit prescrit, de la relâcher puis de recommencer à partir du début. Les pièces à manipuler sont variées : batterie, porte, moteur, siège, tableau de bord, toit ouvrant ou autres. Suite aux réunions effectuées avec les personnes ressources travaillant pour GM, on estime que la masse à déplacer peut atteindre 100 kg et qu'il est nécessaire d'effectuer un déplacement vertical pouvant aller jusqu'à 1 m pour effectuer les tâches requises.

Équilibrage statique adaptatif

L'équilibrage statique d'un mécanisme peut être effectué au choix par l'ajout d'éléments élastiques ou de contrepoids au système. Ceci est notamment effectué pour un même mécanisme dans [4]. Selon l'approche utilisée, les propriétés du mécanisme résultant seront différentes. Dans tous les cas, les avantages de l'équilibrage statique sont nombreux [7]. Les actionneurs requis sont plus faibles, étant donné qu'ils ne servent maintenant qu'à accélérer la charge. Ils consomment donc moins d'énergie, ce qui se traduit par une économie sur les coûts d'opération. Mais surtout, les actionneurs plus petits sont d'autant plus sécuritaires en cas de défaillance de la source d'alimentation.

Les éléments élastiques les plus connus et les plus utilisés sont les ressorts, tout particulièrement les ressorts de tension. Toutefois, n'importe quel élément mécanique possédant une raideur adéquate peut être utilisé pour équilibrer statiquement un mécanisme. Pour ce faire, on positionne le ou les éléments élastiques de façon à ce qu'ils se déforment lorsque le centre de masse du mécanisme est déplacé. Plus concrètement, on doit faire en sorte que l'énergie potentielle totale du système demeure constante pour toutes les positions possibles, tel que mentionné dans [3]. Le système résultant sera alors équilibré statiquement, mais seulement pour la valeur et la direction de la gravité utilisées lors de la définition de l'énergie potentielle. Si l'orientation de la base du mécanisme est modifiée, alors il n'y a plus d'équilibre. L'utilisation d'éléments élastiques a l'avantage d'offrir plus de liberté au concepteur et d'ajouter moins de masse au système, donc d'inertie, que l'utilisation de contrepoids.

De son côté, l'ajout de contrepoids au mécanisme vise à redistribuer la masse de ce dernier, de manière à ce que son centre de masse ne se déplace pas dans la direction de la gravité lorsqu'il y a un mouvement du mécanisme [6]. Si le centre de masse est également immobile dans les autres directions, on a alors l'avantage d'avoir un mécanisme équilibré statiquement pour n'importe quelle orientation de sa base. L'inconvénient majeur de cette méthode est l'ajout de masse au système. Souvent, les contrepoids ajoutés sont de masse considérable, particulièrement dans des situations où la charge à équilibrer peut être importante. Dans l'application qui nous intéresse, on vise à concevoir un manipulateur déplaçant des pièces qui peuvent être très massives. Les contrepoids alors requis ajouteraient à priori beaucoup d'inertie au système, ce qui viendrait annuler une partie des bienfaits de l'équilibrage. De plus, la méthode d'ajustement élaborée, si

elle fait intervenir le déplacement des contrepoids, nécessiterait un apport important d'énergie.

Typiquement, l'équilibrage statique d'un système est valide pour une charge précise. Cependant, il est probable que pour une station donnée de la chaîne de montage, la pièce à insérer dans une voiture ne soit pas exactement la même que celle qui sera insérée dans la voiture suivante. De plus, la charge change subitement de valeur lorsqu'une pièce est saisie ou relâchée par l'effecteur. En raison de ces deux situations, il est indispensable que l'équilibrage statique puisse s'adapter à différentes charges, et ce, en utilisant le moins d'énergie possible.

L'ajustement de l'équilibrage peut d'abord être réalisé en ajustant la raideur des éléments élastiques. Des systèmes à raideur variable ont déjà été développés, particulièrement dans le domaine du contrôle des vibrations. En effet, un ajustement de la raideur d'une structure permet de faire varier sa fréquence naturelle. On trouve des exemples de tels systèmes dans [8], [9], [10], [11], [12]. Pour ces systèmes, l'ajout de masse, la nécessité d'un plus grand apport d'énergie au système ou la non linéarité de la raideur ne sont pas des préoccupations critiques. On retrouve également des éléments à raideur variable dans d'autres domaines. Dans [13], une suspension automobile dont on peut faire varier la raideur a été développée. Un mécanisme permettant de faire varier directement la longueur effective d'un ressort hélicoïdal, donc sa raideur, est présenté dans [14]. Davantage relié au cas étudié, un actionneur à raideur variable a été développé en vue d'une interaction rapide et sécuritaire entre humain et robots [15]. Tout récemment, un support pour les bras de personnes avec un handicap neuromusculaire a été conçu [16]. Ce support est équilibré statiquement et l'équilibre peut être ajusté pour différentes charges, sans apport d'énergie, jusqu'à une valeur maximale de la charge de 1 *kg*. Par ailleurs, les recherches effectuées n'ont pas permis de trouver de littérature faisant référence à des systèmes équilibrés statiquement par contrepoids et pour lesquels l'équilibrage soit adaptatif.

Il est important de ne pas oublier que l'on cherche à minimiser la taille de tous les actionneurs et non pas uniquement de celui contrôlant le mouvement vertical. Les actionneurs permettant les déplacements dans le plan horizontal, même s'ils ne perçoivent pas les efforts dus à la gravité, devront malgré tout déplacer la masse du système. À cet effet, il est important que la masse de toute composante ajoutée qui sera en mouvement soit aussi faible que possible. Le système d'équilibrage ajustable doit donc être conçu

en conséquence.

Projet de maîtrise et mémoire

Ce projet de maîtrise consiste dans un premier temps à proposer puis analyser différentes architectures permettant l'équilibrage statique d'un manipulateur à 4 degrés de liberté. L'équilibrage peut être parfait ou partiel, mais il doit compenser la majeure partie du poids du système, qui peut atteindre des valeurs importantes dans l'application qui nous intéresse. De plus, l'équilibrage doit être adaptatif, c'est-à-dire que l'on doit être en mesure de modifier rapidement et facilement les propriétés du manipulateur afin d'ajuster l'équilibrage aux différentes charges possibles. Par la suite, il s'agit de vérifier la faisabilité de la meilleure des solutions proposées en vue de l'intégrer à un prototype complet.

Ce mémoire présente d'abord les différentes architectures étudiées. Une étude préliminaire de chacune d'entre elles est effectuée afin d'en juger l'intérêt et la faisabilité. Ces différentes architectures sont présentées dans les deux premiers chapitres du mémoire. Elles sont divisées selon qu'elles font appel à l'utilisation de ressorts ou de contrepoids pour réaliser l'équilibrage. Ensuite, la meilleure des solutions est choisie et est analysée plus en détail dans le troisième chapitre. On cherche alors à en déterminer les caractéristiques particulières et les limites d'utilisation. Le quatrième chapitre traite de la conception et de la réalisation du prototype qui a été construit afin de valider cette solution. Finalement, dans le dernier chapitre, une discussion des problèmes rencontrés lors de l'expérimentation avec le prototype est présentée et les résultats obtenus sont analysés.

Chapitre 1

Équilibrage statique par éléments élastiques

Dans un premier temps, on se propose de réaliser l'équilibrage statique à l'aide d'éléments élastiques. Les composantes étudiées sont traitées à tour de rôle dans les sections du chapitre. Il s'agit des ressorts de tension, des ressorts à force constante, des ressorts de torsion et des poutres en torsion. Pour chaque type d'élément, les conditions nécessaires à l'équilibre statique sont traitées et les équations correspondantes sont développées. Par la suite, selon ce qui est le plus pertinent, l'ajustement de l'équilibrage ou son optimisation sont traités.

1.1 Ressort de tension

1.1.1 Conditions d'équilibre

On considère d'abord l'équilibrage statique réalisé à l'aide d'un seul ressort de tension, tel qu'illustré à la figure 1.1. Le ressort possède une raideur k . On suppose que toute la charge, de masse m , est située à l'effecteur du robot. Il s'agit d'une simplification acceptable puisque l'on s'intéresse seulement à son déplacement vertical. La charge est située à l'extrémité du bras de longueur l . Lorsque ce dernier pivote d'un angle θ autour du point O , la longueur s du ressort varie, ce qui modifie la valeur de l'énergie potentielle emmagasinée par ce dernier. Les longueurs a et b représentent les distances entre le pivot O et les points d'attache du ressort. Il s'agit d'un exemple classique d'équilibrage statique qui a notamment été traité dans [3]. On peut alors écrire

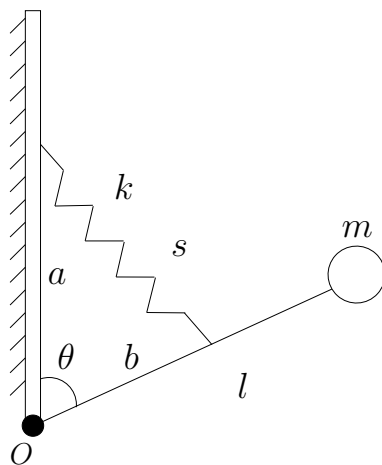


FIG. 1.1 – Équilibrage statique avec un ressort de tension.

l'énergie potentielle totale du système, V , comme étant

$$V = mgl \cos \theta + \frac{1}{2}k(s - s_0)^2 \quad (1.1)$$

où g est l'accélération gravitationnelle et s_0 est la longueur libre du ressort. Par la loi des cosinus, on peut exprimer s en fonction des paramètres a , b et θ . La longueur libre du ressort est posée égale à zéro. Il est expliqué dans [6] qu'il existe des configurations pour lesquelles cela est vrai et que cette condition est nécessaire à l'obtention d'un

équilibrage statique parfait. En effectuant les simplifications

$$s_0 = 0 \quad (1.2)$$

$$s = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta} \quad (1.3)$$

on obtient

$$V = (mgl - kab) \cos \theta + \frac{1}{2}k(a^2 + b^2). \quad (1.4)$$

Seul le premier terme de l'équation (1.4) est variable. Pour que le système soit équilibré dans toutes les configurations, ce terme doit donc être nul. L'équation (1.6) est la condition nécessaire à l'obtention d'un système équilibré statiquement :

$$mgl - kab = 0 \quad (1.5)$$

$$k = \frac{mgl}{ab}. \quad (1.6)$$

Il est également possible d'utiliser plusieurs ressorts en parallèle. Les ressorts additionnels peuvent avoir une raideur différente et être positionnés avec des valeurs de a et b différentes de celles du premier ressort. Il est possible, afin d'avoir plus d'espace pour poser les ressorts additionnels, de prolonger le bras pivotant au-delà du pivot, tel qu'illustré à la figure 1.2. En procédant de la même façon que pour un seul ressort, on

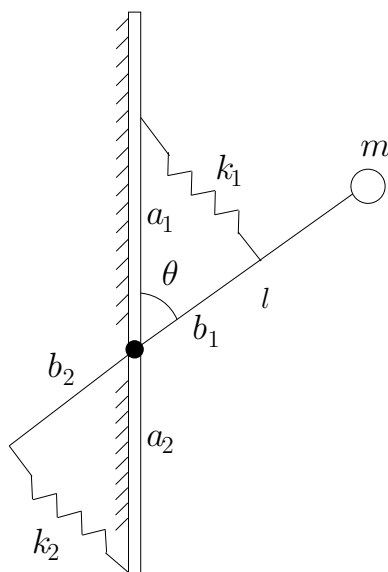


FIG. 1.2 – Plusieurs ressorts de tension.

dérive une expression représentant la condition nécessaire à l'équilibre statique. Pour

n ressorts, on obtient

$$mgl - k_1 a_1 b_1 - k_2 a_2 b_2 - \dots - k_n a_n b_n = 0 \quad (1.7)$$

où les indices 1 à n réfèrent au numéro du ressort correspondant. Pour être en mesure de résoudre cette équation, on doit poser des valeurs de raideur pour $n - 1$ ressorts. Ensuite, on peut résoudre pour la constante de raideur laissée libre. Pour un design plus simple, il est recommandé d'utiliser des ressorts identiques. L'équation (1.7) se résout alors directement pour k , qui est la raideur identique de tous les ressorts. On a alors

$$mgl - k \sum_{i=1}^n a_i b_i = 0 \quad (1.8)$$

$$k = \frac{mgl}{\sum_{i=1}^n a_i b_i}. \quad (1.9)$$

1.1.2 Faisabilité de la solution

On étudie maintenant les caractéristiques que doivent posséder les ressorts de tension pour pouvoir être utilisés dans le cadre du projet. On s'intéresse en particulier à la raideur requise, k_{req} , ainsi qu'à l'allongement maximal du ressort, s_{max} . Si on se réfère à l'équation (1.6), on constate que la raideur requise dépend des paramètres m , g , l , a et b . On choisit de n'utiliser que les configurations du mécanisme situées dans l'intervalle $\theta \in [0^\circ, 90^\circ]$ afin de réduire l'allongement maximal requis. Les paramètres m et l sont fixés par la nature du problème considéré, tandis que g est une constante. Les valeurs utilisées pour ces variables sont présentées dans le tableau 1.1. Sauf indication contraire, ce sont les valeurs qui seront utilisées tout au long du mémoire. Les longueurs

TAB. 1.1 – Valeurs des paramètres du problème étudié.

m	100 kg
l	1 m
g	9,81 m/s ²

a et b peuvent être fixées au choix, mais cette décision aura un effet considérable sur les caractéristiques requises du ressort. D'un côté, on doit choisir des valeurs assez grandes pour ne pas que k_{req} soit trop élevé. Cependant, si ces longueurs sont trop importantes,

c'est s_{max} qui sera alors trop élevé. En choisissant $a = 0,2 \text{ m}$ et $b = 0,3 \text{ m}$, on obtient

$$k_{req} = \frac{mgl}{ab} = \frac{100 \cdot 9,81 \cdot 1}{0,2 \cdot 0,3} = 16350 \text{ N/m} \quad (1.10)$$

$$s_{max} = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta_{max}} = \sqrt{0,2^2 + 0,3^2} = 0,36 \text{ m} \quad (1.11)$$

ce qui constitue un bon compromis. Toutefois, en effectuant des recherches, on réalise qu'il existe des ressorts de tension possédant l'une ou l'autre de ces caractéristiques, mais pas les deux simultanément. Il est possible de palier à cette situation en utilisant plusieurs ressorts en parallèle, étant donné que la raideur totale est alors la somme des raideurs individuelles de tous les ressorts. En choisissant un ressort pouvant s'allonger jusqu'à s_{max} mais avec une raideur plus faible, il sera possible de réaliser l'équilibrage statique en ajoutant des ressorts. À l'aide du moteur de recherche du site Web de GlobalSpec [17], qui effectue une recherche par caractéristiques de produits dans les catalogues de nombreux fabricants, on trouve le ressort LE 177P 08 M de la compagnie Lee Springs. Ses caractéristiques sont regroupées dans le tableau 1.2 et sont utilisées

TAB. 1.2 – Caractéristiques du ressort.

l_o	0,254 m
l_{max}	0,58 m
k_i	1160 N/m
F_{max}	520 N

pour calculer l'allongement maximal du ressort $s_{max} = l_{max} - l_o = 0,326 \text{ m}$. Connaissant cette valeur, on peut optimiser les dimensions a et b et ensuite calculer la nouvelle raideur requise. Les valeurs de a et b sont les mêmes pour tous les ressorts.

$$a = 0,2 \text{ m} \quad (1.12)$$

$$b = \sqrt{s_{max}^2 - a^2} = 0,257 \text{ m} \quad (1.13)$$

$$k_{req} = \frac{100 \cdot 9,81 \cdot 1}{0,2 \cdot 0,257} = 19086 \text{ N/m} \quad (1.14)$$

En divisant la raideur requise par la raideur du ressort, on obtient qu'il faudrait 17 ressorts LE 177P 08 M pour atteindre l'équilibre statique dans une telle situation. Il s'agit d'un nombre assez important de ressorts, ce qui complexifie le système et y ajoute une masse non négligeable d'environ 1 kg par ressort.

1.1.3 Ajustement de l'équilibrage

Il faut être en mesure de maintenir l'équilibre lorsqu'il se produit une variation de la charge. Pour ce faire, on se réfère encore une fois à l'équation (1.6). Suite à une variation de m , on doit ajuster une des autres variables de l'équation pour conserver l'égalité. La valeur de g ne peut être modifiée puisqu'il s'agit d'une constante de l'environnement. On préfère également ne pas avoir à modifier la longueur du bras l , puisque celle-ci a une influence directe sur la position de l'effecteur et l'analyse des caractéristiques du manipulateur. Les prochaines sections se concentreront donc sur la modification des autres variables.

1.1.3.1 Ajustement des propriétés du ressort

Il est dans un premier temps possible de modifier directement la raideur k du ou des ressorts de tension. Cette raideur peut être calculée directement à partir de la géométrie et des propriétés physiques du ressort [18]. Si d_f est le diamètre du fil, G le module de cisaillement du matériau, D le diamètre moyen du ressort et N le nombre de tours actifs, alors

$$k = \frac{d_f^4 G}{8D^3 N}. \quad (1.15)$$

Évidemment, les valeurs des 2 diamètres sont constantes pour un ressort donné. Le module de cisaillement peut être modifié en changeant la température du matériau. Toutefois, les délais nécessaires à la variation de température ainsi que la difficulté apparente d'un ajustement précis rendent cette avenue peu intéressante. Finalement, il est aussi possible de changer le nombre de tours actifs du ressort en modifiant le nombre de tours qui sont soumis au chargement. Tel que mentionné précédemment, un mécanisme de ce type a déjà été réalisé dans [14]. Il est par contre contradictoire de vouloir diminuer la longueur effective d'un ressort alors qu'il est déjà difficile d'en trouver un ayant un débattement suffisant.

1.1.3.2 Ajustement des points d'attache

Une autre façon d'adapter l'équilibrage consiste à ajuster les longueurs a et b , ce qui peut être accompli en déplaçant les points d'attache du ressort. Pour ce faire, on considère l'utilisation d'un mécanisme à quatre barres tel que représenté à la figure 1.3.

Les variables j et q sont les longueurs des deux barres ajoutées au système. Elles

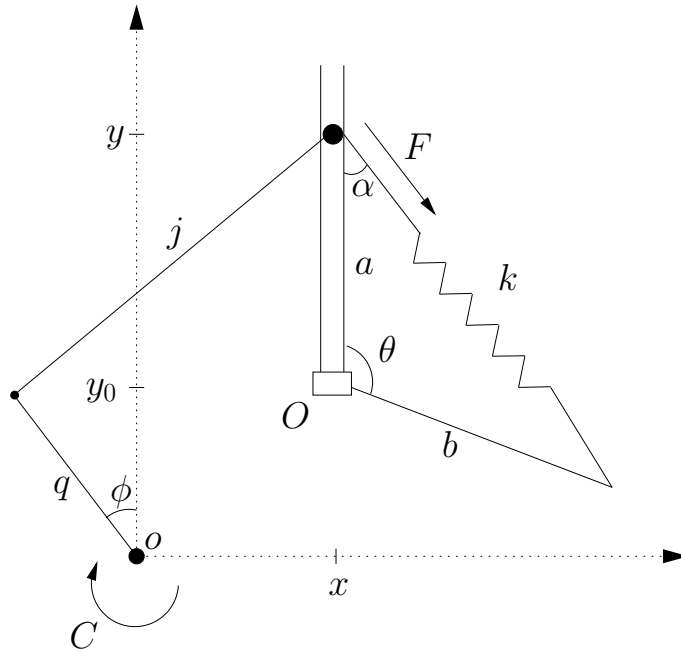


FIG. 1.3 – Ajustement par un mécanisme à 4 barres.

sont reliées entre elles par une articulation rotoïde. L'autre extrémité de la barre q est reliée au point fixe o , également par une articulation rotoïde. Un couple C est appliqué sur la barre par rapport à ce point. Ce couple est nécessaire pour maintenir le système en position d'équilibre et pour déplacer le point d'attache supérieur du ressort, déplacement que l'on suppose effectué dans des conditions statiques. Ce point d'attache du ressort est aussi relié à la barre j et il se déplace le long de la glissière représentée. Le pivot O est situé à la position constante (x, y_0) . Pour vérifier la pertinence d'utiliser un tel système, on veut déterminer le couple maximal requis pour l'actionner. On utilise à cette fin la méthode du travail virtuel, en supposant qu'il n'y a pas de frottement et que la longueur des barres est fixe. On a donc

$$\delta U = F_y(-\delta y) + C(-\delta\phi) = 0 \quad (1.16)$$

$$C = -\frac{F \cos \alpha \delta y}{\delta\phi} \quad (1.17)$$

où F_y est la composante en y de la force \mathbf{F} appliquée par le ressort et F est le module de la force \mathbf{F} . On doit déterminer la relation entre les deux déplacements virtuels. On écrit d'abord l'équation géométrique de compatibilité, que l'on dérive par rapport à ϕ

en sachant que $y = y(\phi)$.

$$j^2 = (y - q \cos \phi)^2 + (x + q \sin \phi)^2 \quad (1.18)$$

$$j^2 = y^2 + x^2 + 2qx \sin \phi + q^2 - 2qy \cos \phi \quad (1.19)$$

$$0 = 2y \delta y + 2qx \cos \phi \delta \phi - 2q(\cos \phi \delta y - y \sin \phi \delta \phi) \quad (1.20)$$

On isole ensuite un des deux termes dérivatifs, puis on le substitue dans l'équation (1.17).

$$\delta \phi = \frac{q \cos \phi - y}{q(x \cos \phi + y \sin \phi)} \delta y \quad (1.21)$$

$$C = -\frac{F \cos \alpha \delta y}{\delta \phi} = \frac{Fq \cos \alpha (x \cos \phi + y \sin \phi)}{y - q \cos \phi} \quad (1.22)$$

Pour être en mesure de calculer les valeurs de couple d'une situation quelconque, on doit également dériver des expressions permettant d'obtenir les valeurs de F , α , ϕ et y en fonction des paramètres géométriques du manipulateur. Pour une nouvelle valeur de charge donnée m , on doit d'abord déplacer le point d'attache du ressort afin d'ajuster la longueur a . La valeur de a doit être telle qu'elle satisfait l'équation

$$a = \frac{mgl}{kb}. \quad (1.23)$$

On calcule ensuite facilement la valeur requise de y par

$$y = y_0 + a. \quad (1.24)$$

La force qui est alors développée par le ressort dépend de a et de la position angulaire du manipulateur θ . Pour un ressort de tension, l'équation de la force est

$$F = k\Delta s = k(s - s_0). \quad (1.25)$$

Considérant une longueur au repos nulle, on a

$$F = ks \quad (1.26)$$

$$F = k\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}. \quad (1.27)$$

La valeur de l'angle α dépend également de la position θ et peut être obtenue en appliquant la loi des sinus au triangle sab .

$$\frac{\sin \theta}{s} = \frac{\sin \alpha}{b} \quad (1.28)$$

$$\sin \alpha = \frac{b \sin \theta}{s} = \frac{b \sin \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} \quad (1.29)$$

Finalement, la valeur de y , dont l'expression a été obtenue plus haut, est ajustée par le mécanisme en faisant tourner la bielle q , donc en modifiant la valeur de ϕ . On considère pour ce faire le segment de droite de longueur v , qui relie le point o au point d'attache mobile. La figure 1.4 présente cette construction géométrique. On désigne par

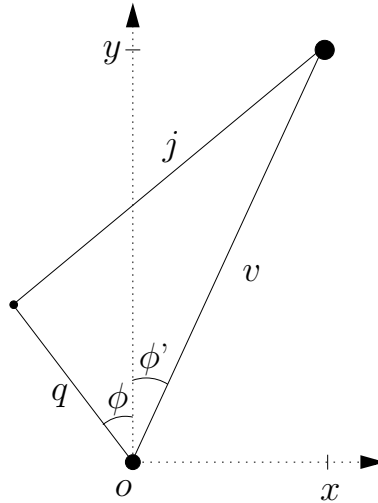


FIG. 1.4 – Construction géométrique.

ϕ' l'angle formé au point o par l'intersection de la verticale avec v . Ces deux nouvelles variables se calculent à partir des équations suivantes :

$$v = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (1.30)$$

$$\sin \phi' = \left(\frac{x}{v} \right). \quad (1.31)$$

On considère ensuite le triangle qjv , à partir duquel on trouve une expression pour $\cos(\phi + \phi')$ par la loi des cosinus.

$$\cos(\phi + \phi') = \left(\frac{q^2 + v^2 - j^2}{2qv} \right) \quad (1.32)$$

La variable ϕ peut ensuite être obtenue à partir de l'équation précédente.

On peut maintenant calculer, pour une charge donnée à l'effecteur, la position y à laquelle on doit déplacer le point d'attache du ressort ainsi que le couple C que l'on doit appliquer au point o pour maintenir le mécanisme en position. Une fois la position du point d'attache ajustée, l'angle θ peut varier librement entre 0 et $\pi/2$ afin de faire varier la hauteur de l'effecteur. Le système sera équilibré pour toutes les positions.

Une considération importante concernant ce mécanisme est la longueur des barres j et q . Afin d'éviter des configurations impossibles qui pourraient résulter en un bris

ou en impossibilité d'ajuster le système correctement, les longueurs doivent respecter des limites correspondant aux deux situations où j et q sont parfaitement alignées. Mathématiquement, cela correspond à :

$$j \leq q + v \quad (1.33)$$

$$j + q \geq v. \quad (1.34)$$

On s'intéresse maintenant à la valeur maximale de couple qui doit être fourni pour assurer l'équilibre. Supposons $q = 0,2 \text{ m}$, $x = 0,3 \text{ m}$, $y_0 = 0,4 \text{ m}$ et $b = 0,2 \text{ m}$. On choisit un ou des ressorts de raideur totale $k = 19620 \text{ N/m}$ et une longueur de barre $j = 0,75 \text{ m}$, qui permettra d'équilibrer sans problème des masses allant de $24,4 \text{ kg}$ à $200,4 \text{ kg}$. Les paramètres m , g et l sont les mêmes que dans le tableau 1.1. Pour des valeurs de θ allant de 0 à 90 degrés, on obtient une évolution du couple C telle que présentée à la figure 1.5. Le couple maximal est obtenu à $\theta = \pi/2 \text{ rad}$ et est

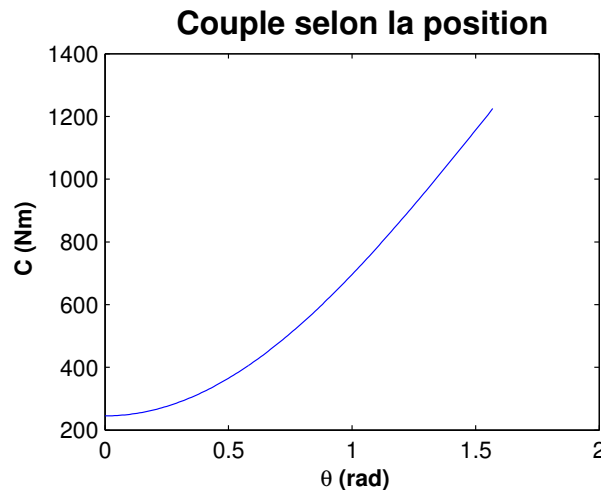


FIG. 1.5 – Évolution du couple selon la position angulaire.

de 1225 Nm . Il s'agit d'une valeur énorme, qui est encore plus grande que le couple nécessaire T_g pour supporter directement la charge au pivot. Ce dernier est maximal lui aussi à $\pi/2 \text{ rad}$ et est de

$$T_g = mgl = 100 \cdot 9,81 \cdot 1 = 981 \text{ Nm}. \quad (1.35)$$

Il n'y a donc pas d'avantage à procéder ainsi pour ajuster l'équilibrage statique.

Il existe par ailleurs plusieurs alternatives à cette méthode. Pour déplacer la position du point d'attache, une vis, un vérin hydraulique de faible dimension ou un câble attaché

à un moteur pourraient être utilisés. Les forces générées par le ressort seront néanmoins très grandes dans tous les cas et l'actionnement de la méthode choisie nécessitera donc un apport d'énergie important.

1.2 Ressort à force constante

Puisque l'allongement maximal d'un ressort de tension est problématique, on se propose d'utiliser à la place un ressort à force constante pour équilibrer statiquement le manipulateur. Un ressort à force constante consiste en un ruban métallique enroulé sur lui-même, tel que représenté à la figure 1.6. Lorsqu'il est étiré, il aura tendance



FIG. 1.6 – Ressort à force constante.

à se rembobiner sous l'effet d'une force de rappel causée par les déformations et les contraintes du matériau. Comme le nom du ressort l'indique, cette force de rappel est pratiquement constante sur toute la plage d'opération du ressort. L'avantage de ce type de ressort, contrairement au ressort de tension, est qu'il peut avoir de très grandes valeurs d'allongement. Pour obtenir plus de débattement, on n'a qu'à enrouler un ruban plus long. On propose donc de réaliser l'équilibrage statique du mécanisme à un degré de liberté en utilisant un montage semblable à celui de la section 1.1, tel qu'illustré à la figure 1.7. Cette architecture ne permet toutefois pas de réaliser un équilibrage statique parfait sur toute la plage d'opération. En effet, si on fait abstraction des faibles variations de force dans le ressort, le mécanisme ne sera parfaitement équilibré que pour une seule configuration θ du système, configuration que l'on nommera θ_0 . Cette configuration est choisie arbitrairement et on calcule le ressort requis en posant l'équilibre des moments pour cette position donnée. Dans ce cas-ci, il est plus simple d'utiliser la somme des moments que l'énergie potentielle pour dériver les conditions d'équilibre. Pour que le système soit en équilibre statique, la somme des moments

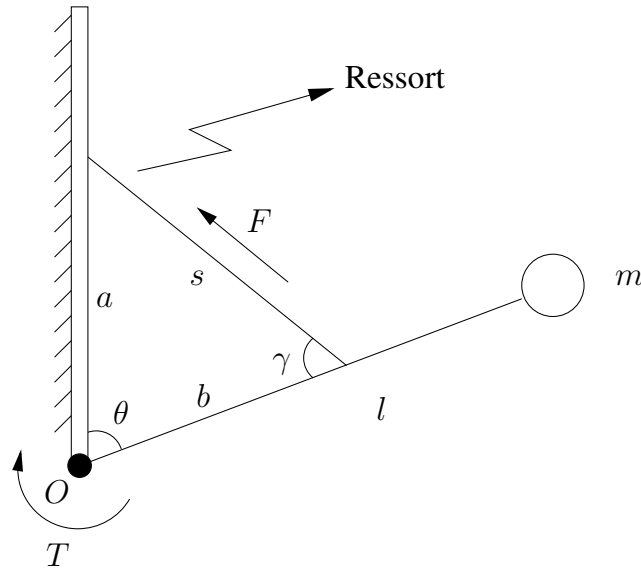


FIG. 1.7 – Équilibrage avec ressort à force constante.

par rapport au pivot O doit être nulle. Pour toutes les configurations autres que celle d'équilibre, il y aura un couple résultant T .

1.2.1 Conditions d'équilibre

La gravité et le ressort exercent respectivement un couple T_g et T_k par rapport au point O . Ces couples sont de sens opposé et doivent avoir la même valeur pour s'équilibrer. On a :

$$T_g = mgl \sin \theta_0 \quad (1.36)$$

$$T_k = F_0 b \sin \gamma \quad (1.37)$$

$$mgl \sin \theta_0 = F_0 b \sin \gamma. \quad (1.38)$$

On désire éliminer le paramètre γ de l'équation (1.38) pour obtenir une expression qui ne soit fonction que de θ . On utilise pour ce faire la loi des sinus à $\theta = \theta_0$,

$$\frac{\sin \theta_0}{s} = \frac{\sin \gamma}{a} \quad (1.39)$$

$$\sin \gamma = \frac{a \sin \theta_0}{s} \quad (1.40)$$

où $s = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta_0}$.

En remplaçant dans l'équation (1.38) puis en isolant F_0 , on obtient

$$F_0 = \frac{mgl}{ab} \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta_0} \quad (1.41)$$

qui est la force nécessaire dans le ressort pour obtenir un système exactement équilibré à $\theta = \theta_0$. L'expression générale pour calculer le moment résultant par rapport au pivot est

$$T = T_k - T_g \quad (1.42)$$

$$T = F_0 b \sin \gamma - mgl \sin \theta \quad (1.43)$$

$$T = F_0 b \left[\frac{a \sin \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} \right] - mgl \sin \theta \quad (1.44)$$

$$T = mgl \left[\frac{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta_0}}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta}} - 1 \right] \sin \theta. \quad (1.45)$$

Ce moment sera non nul pour toutes les configurations autres que θ_0 .

1.2.2 Minimisation du couple résultant

Puisque l'objectif est de minimiser la puissance nécessaire aux actionneurs du système, on s'intéresse ensuite au couple résultant et à sa minimisation. Plus particulièrement, on cherche à minimiser le couple résultant maximal, étant donné que c'est ce dernier qui est le plus susceptible de définir la puissance requise aux actionneurs. À titre d'exemple, on considère le cas où $m = 100 \text{ kg}$, $l = 0,5 \text{ m}$, $a = 0,5 \text{ m}$, $b = 0,25 \text{ m}$ et $\theta_0 = \pi/2$. Étant donné que l'allongement du ressort n'est plus problématique, on prend un bras de longueur $l = 0,5 \text{ m}$ en utilisant une plage angulaire deux fois plus grande pour θ . La figure 1.8 présente l'évolution comparative des couples T_g et T_k ainsi que celle du couple résultant.

On cherche à déterminer la valeur optimale de θ_0 , c'est-à-dire celle qui minimisera la valeur maximale du couple résultant. On note cette variable θ_0^* . Cette valeur est identifiée numériquement, une solution symbolique n'ayant pu être trouvée en raison de la complexité des équations et de leurs dérivées. On calcule donc le couple résultant maximal, $T_{0 \text{ max}}$, pour toutes les valeurs de θ_0 possibles d'une configuration (valeurs de a et b) donnée. Le graphique de la figure 1.9 présente les résultats pour l'exemple traité. L'existence d'une valeur optimale de θ_0 y est évidente. Les valeurs optimales obtenues dans ce cas sont $\theta_0^* = 1,184 \text{ rad}$ et $T_{0 \text{ max}} = 124,84 \text{ Nm}$. Plusieurs combinaisons de

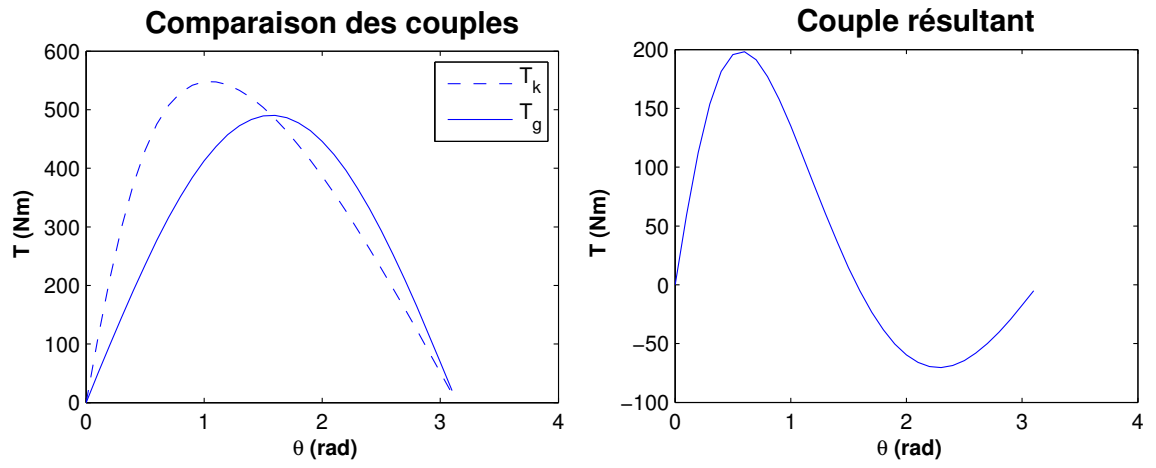


FIG. 1.8 – Couples sans optimisation.

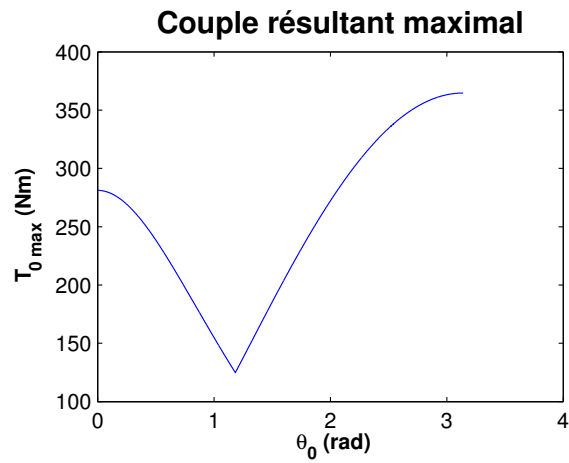


FIG. 1.9 – Évolution du couple maximal selon la position d'équilibre.

a et b ont été testées et dans tous les cas, le graphique du couple résultant maximal avait la même allure, c'est-à-dire qu'il faisait clairement ressortir un point optimal. Le tableau 1.3 présente les résultats obtenus pour les différents tests. Les autres paramètres ont été maintenus constants.

TAB. 1.3 – Angles et couples optimaux.

a (m)	b (m)	θ_0^* (rad)	$T_{0 \max}$ (Nm)
0.5	0.25	1.184	124.84
0.5	0.1	1.420	49.18
0.5	0.05	1.496	24.55
10	1	1.496	24.55
0.5	0.01	1.556	4.91
0.5	0.001	1.569	0.49

Dans un premier temps, on réalise que pour certaines configurations réalisables, il est possible de diminuer de façon importante la valeur du couple résultant. C'est le cas pour le test de la troisième ligne, dont l'évolution plutôt impressionnante des couples est présentée à la figure 1.10.

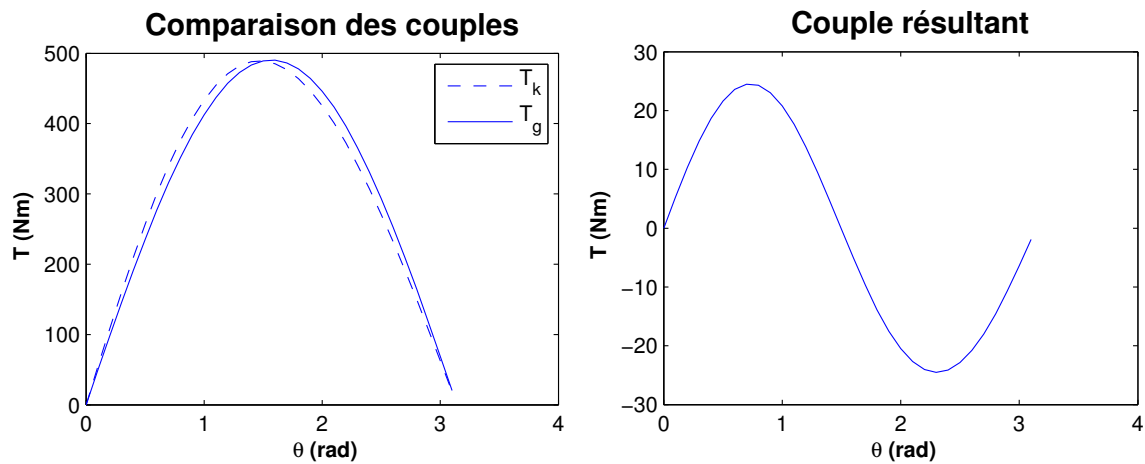


FIG. 1.10 – Couples avec optimisation.

On constate également que θ_0^* est différent pour chaque combinaison de a et b . De plus, sa valeur ne dépend pas des longueurs de a et b , mais plutôt de leur rapport. Supposons que l'on assigne toujours une valeur plus élevée à a qu'à b , ce qui n'a aucun

impact sur les résultats, puisque ces longueurs sont parfaitement interchangeables dans la modélisation et dans les équations. Si on pose η comme étant

$$\eta = \frac{a}{b} \quad (1.46)$$

on peut réécrire les expressions pour la force du ressort et le couple résultant comme suit :

$$F_0 = \frac{mgl}{a} \sqrt{\eta^2 + 1 - 2\eta \cos \theta_0} \quad (1.47)$$

$$T_{0 \max} = mgl \left[\frac{\sqrt{\eta^2 + 1 - 2\eta \cos \theta_0}}{\sqrt{\eta^2 + 1 - 2\eta \cos \theta}} - 1 \right] \sin \theta \quad (1.48)$$

où $\theta_0 = f(\eta)$. On constate d'autre part que θ_0^* tend vers $\pi/2$ lorsque η tend vers l'infini, alors qu'il diminue lorsque a tend vers b .

Cependant, pour $a = b$, on se retrouve dans une configuration singulière du mécanisme lorsque $\theta = 0$. Pour cette configuration, les 2 points d'attache du ressort se retrouvent superposés et ce dernier n'a plus de longueur effective. L'angle γ n'est alors pas défini. Il en est de même pour le couple produit par le ressort, étant donné que celui-ci fait intervenir γ dans sa définition. Les couples suivent alors une évolution bien particulière, tel que présentée à la figure 1.11, où l'on a posé cette fois $a = 0.25$. On constate que les courbes n'indiquent aucune valeur pour T_k et T à $\theta = 0$, ce qui est normal puisque ces valeurs ne sont alors pas définies.

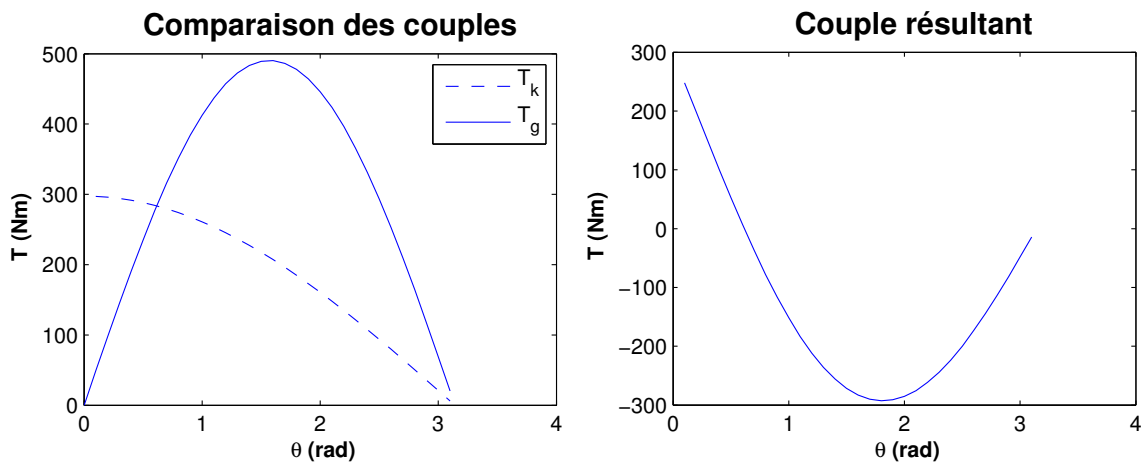


FIG. 1.11 – Couples lors de la singularité.

Le couple résultant maximal tend quant à lui vers 0 lorsque η tend vers l'infini, alors que la force du ressort F_0 augmente avec η . On doit donc faire un compromis entre la

volonté de faire diminuer $T_{0 \max}$ et celle de garder F_0 le plus bas possible. En effet, un problème important est de trouver un ressort à force constante qui développe une force suffisamment grande pour l'application. Pour l'exemple considéré au début de la section 1.2.2, une force de 2194 N est requise dans le ressort, alors que le moteur de recherche de GlobalSpec [17] retourne des ressorts développant au maximum une force d'environ 180 N .

1.3 Ressort de torsion

Une autre alternative pour l'équilibrage statique du manipulateur est l'utilisation d'un ressort de torsion. Il s'agit d'un type de ressort hélicoïdal, conçu de façon à ce que une ou deux de ses deux extrémités soient entraînées en rotation autour de son axe, produisant ainsi un couple résistant. Un exemple de ressort de torsion est présenté à la figure 1.12. On considère un mécanisme semblable aux précédents, tel qu'illustré à la



FIG. 1.12 – Ressort de torsion.

figure 1.13. Le ressort, de raideur k , est cette fois positionné directement à l'articulation.

Le couple produit par une rotation du ressort est simplement le produit de la raideur du ressort avec l'angle de rotation. On se retrouve en équilibre si ce couple compense le couple dû à la gravité. En isolant la variable k de l'équation (1.50), on obtient la raideur requise du ressort :

$$T_k = T_g \quad (1.49)$$

$$k\theta = mgl \sin \theta \quad (1.50)$$

$$k = mgl \frac{\sin \theta}{\theta}. \quad (1.51)$$

L'équation (1.51) nous informe que, dans cette situation, la raideur requise n'est pas constante. Si on désire un équilibrage parfait pour toutes les positions, elle doit être

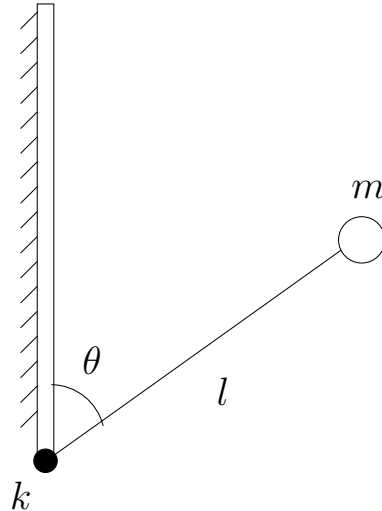


FIG. 1.13 – Équilibre par un ressort de torsion.

ajustée continuellement en fonction de la position θ , ce qui est difficilement envisageable. Un ressort de torsion produisant un couple sinusoïdal en fonction de sa déformation angulaire pourrait également être utilisé. Cependant, la littérature consultée n'a pas permis de trouver de tels ressorts.

Puisqu'un équilibre partiel peut être satisfaisant, une alternative consiste à utiliser plusieurs ressorts différents que l'on active ou désactive selon la position. En utilisant seulement trois ressorts, les graphiques de la figure 1.14 montrent qu'il est possible de reproduire assez fidèlement la courbe sinusoïdale pour une plage d'angles de 0 à 90 degrés. Les données du tableau 1.1 sont à nouveau utilisées. En choisissant des raideurs totales successives de 940, 650 et 220 Nm/rad , le couple maximal résultant n'est que de 14,73 Nm , ce qui est faible et parfaitement acceptable dans le contexte du projet. La réalisation mécanique d'un tel mécanisme semble par contre assez complexe à première vue.

Le principal problème demeure toutefois la difficulté à trouver des ressorts à la fois suffisamment raides et déformables. Les ressorts en torsion les plus raides trouvés [17] ont une raideur de 4,7 Nm/rad , mais ne peuvent tourner que de 42 degrés. Si on veut un ressort ayant un déplacement angulaire possible d'au moins 90 degrés, le ressort le plus raide trouvé est alors de 2,22 Nm/rad . Il est sans doute possible de fabriquer des ressorts sur mesure un peu plus raides, mais il est difficile de penser que ces ressorts pourraient être 100 fois plus raides que ceux trouvés en catalogue.

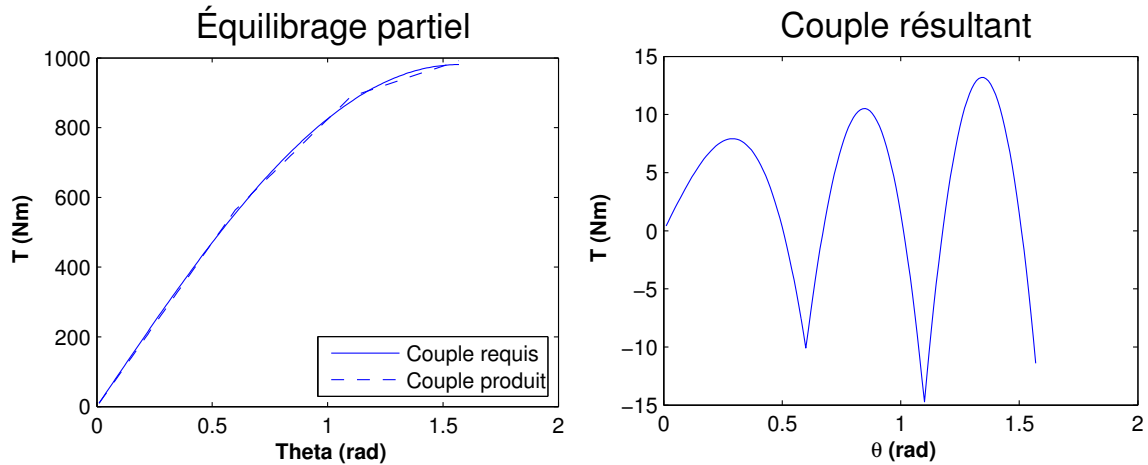


FIG. 1.14 – Équilibrage partiel avec 3 ressorts de torsion.

1.4 Poutre en torsion

Suite aux sections précédentes, on constate que les ressorts requis pour l'équilibrage statique doivent posséder une raideur nettement supérieure à ce qui est couramment disponible. Pour cette raison, on s'intéresse donc à l'utilisation de poutres comme éléments élastiques. Une poutre est typiquement bien plus raide qu'un ressort, ce qui la rend plus susceptible d'équilibrer efficacement les importantes charges à déplacer lors des opérations d'assemblage d'une voiture. Plus particulièrement, on désire utiliser une poutre que l'on déformera en torsion pour équilibrer la charge [19]. La géométrie représentée à la figure 1.15 est considérée.

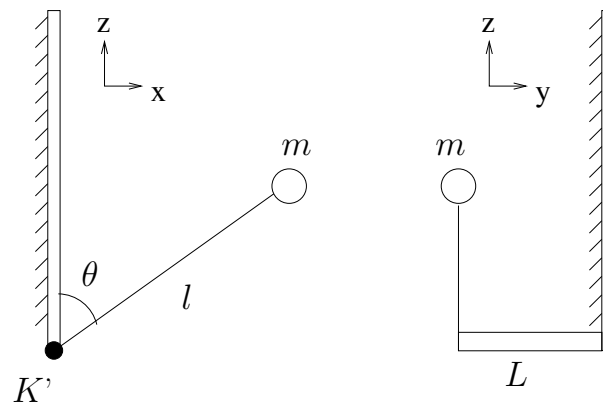


FIG. 1.15 – Équilibrage avec poutre en torsion.

La relation entre l'angle de torsion de la poutre et le couple produit est

$$\theta = \frac{T_P L}{K'G} \quad (1.52)$$

où T_P est le couple du ressort, L est la longueur de la poutre, G est le module de cisaillement du matériau de la poutre et K' est une propriété de section de la poutre représentant le moment d'inertie en torsion de la barre. On désire qu'il y ait équilibre entre le couple gravitationnel de la charge et le couple résistif de la poutre :

$$T_g = T_P \quad (1.53)$$

$$mgl \sin \theta = \frac{K'G}{L} \theta. \quad (1.54)$$

L'équation 1.54 représente la condition d'équilibre pour le système considéré. Étant donné que le terme de gauche est proportionnel au sinus de la position angulaire alors que le terme de droite lui est directement proportionnel, il sera impossible de réaliser un équilibrage parfait. Il est toutefois possible d'ajuster les caractéristiques de la barre afin de minimiser le couple résiduel. De plus, l'équilibrage peut être adapté facilement à la charge en ajustant la longueur effective de la poutre. L'expression pour la longueur de poutre requise, L_{req} , est obtenue en isolant la variable L de l'équation (1.54) :

$$L_{req} = \frac{K'G}{mgl} \frac{\theta}{\sin \theta}. \quad (1.55)$$

1.4.1 État des déformations

Le couple appliqué à la poutre engendrera des déformations dans celle-ci. Puisque l'on veut être en mesure de répéter les déplacements à de nombreuses reprises, on doit s'assurer que la déformation maximale de la poutre soit située dans le domaine des déformations élastiques et qu'il n'y ait jamais de déformation plastique. La contrainte maximale est déterminée de manière différente pour chaque géométrie de section. Dans le cas d'une section ronde,

$$\tau_{max} = \frac{T_P \max d}{2J} \quad (1.56)$$

où d est le diamètre de la poutre, $T_P \max$ est le couple maximal et J est le moment d'inertie polaire de la section. Pour cette application, la poutre est uniquement soumise aux contraintes de cisaillement causées par la torsion. En utilisant le critère de von

Mises [18] pour déterminer la défaillance de la poutre, la contrainte équivalente doit être inférieure ou égale à la limite d'élasticité S_{yt} du matériau utilisé :

$$\sigma_e = \sqrt{3\tau_{max}^2} = 1,73\tau_{max} \leq S_{yt}. \quad (1.57)$$

1.4.2 Modèle mathématique

On désire atteindre un débattement angulaire de 90° tout en ayant une longueur de poutre assez faible. Cette longueur est arbitrairement fixée à un maximum de $0,5 \text{ m}$. Le problème avec une telle architecture est que les déformations dans le matériau seront toujours dans le domaine plastique. Pour contourner cet obstacle, on a recours à un système de réduction de rapport r entre le bras du mécanisme et la poutre, ce qui peut être réalisé à l'aide d'engrenages ou d'un système de poulies et de courroies. La réduction fait en sorte que l'angle de torsion de la poutre sera r fois moins grand que l'angle de rotation du bras. En revanche, pour qu'il y ait équilibre, le couple généré par la torsion de la poutre devra être r fois plus grand que le couple de la charge. Mathématiquement, si les indices p et a réfèrent respectivement à la poutre et à l'articulation :

$$T_p = rT_a \quad (1.58)$$

$$\theta_a = r\theta_p. \quad (1.59)$$

Le comportement élastique de la poutre peut donc être modélisé par

$$T_p = \frac{K'G}{L}\theta_p = \frac{K'G}{Lr}\theta_a. \quad (1.60)$$

Pour qu'il y ait équilibre statique :

$$T_p = rT_a \quad (1.61)$$

$$\frac{K'G}{Lr}\theta_a = rmgl \sin \theta_a. \quad (1.62)$$

En résolvant l'équation (1.62) pour le rapport de réduction, on obtient

$$r^2 = \frac{K'G}{Lmgl} \frac{\theta_a}{\sin \theta_a}. \quad (1.63)$$

L'équation (1.63) est l'égalité à satisfaire pour obtenir l'équilibre statique. En combinant les équations (1.56) et (1.57), on formule une condition pour le couple maximal

admissible dans la poutre, τ_{ad} , afin que les déformations demeurent dans le domaine élastique, soit

$$\tau_{max} \leq \tau_{ad} = \frac{S_{yt}}{1,73} \quad (1.64)$$

$$\frac{T_{P \ max} \ d}{2J} \leq \frac{S_{yt}}{1,73}. \quad (1.65)$$

L'équation (1.63) et l'inégalité (1.65) sont donc les 2 conditions à respecter pour l'obtention d'un système fonctionnel. Si on tient compte du fait que le couple maximal se produit lorsque $\theta_a = 90^\circ$ et que l'on suppose l'utilisation d'une poutre de section ronde, alors

$$T_{P \ max} = rT_{a \ max} = rm_{max}gl \quad (1.66)$$

$$K' = J = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (1.67)$$

En combinant le tout, on obtient les deux conditions suivantes :

$$\frac{r^2}{d^4} = \frac{\pi}{32} \frac{G}{L_{max}m_{min}gl} \frac{\theta_a}{\sin \theta_a} \quad (1.68)$$

$$\frac{r}{d^3} \leq \frac{S_{yt}}{1,73} \frac{\pi}{16m_{max}gl}. \quad (1.69)$$

Dans l'équation 1.68, L a été remplacé par L_{max} pour prendre en considération la valeur maximale de la barre tolérée. On y a aussi remplacé m par m_{min} , car c'est la charge minimale qui aura besoin de la longueur maximale de la poutre pour être équilibrée. Tous les paramètres de ces deux conditions autres que r et d sont soit des propriétés du matériau ou des constantes qui sont connues ou qui peuvent être estimées par la physique du problème. On a donc un système d'une équation, une inéquation et 2 inconnues qui peut être résolu pour obtenir les valeurs requises du diamètre de la poutre et du rapport de réduction. Il est important de rappeler que l'équilibrage ainsi obtenu n'est que partiel. Le ratio $\theta_j / \sin \theta_j$ peut effectivement prendre n'importe quelle valeur entre 1 et 1.57. Pour pouvoir résoudre le système, on doit lui affecter une valeur. Le système résultant ne sera alors équilibré parfaitement qu'à la position correspondante. Le couple résultant peut être minimisé en choisissant adéquatement la valeur de ce ratio.

1.4.3 Exemple d'application

Le choix d'un matériau adéquat revêt une importance capitale pour cette application. En effet, meilleures sont les propriétés du matériau choisi, plus la section de la barre requise est petite. Cela se traduit par une plus faible masse ajoutée au système. Le rapport de réduction alors requis est également plus faible, donc plus facile à réaliser. Les deux propriétés qui nous intéressent pour la résolution du système sont G et S_{yt} . On cherche à avoir le module de cisaillement le plus faible possible et la limite élastique la plus élevée possible. De plus, à performances égales, on privilégie le matériau le moins dense afin d'éviter un ajout de masse inutile. Les alliages d'aluminium *AL 7075* et les alliages de titane *Ti 64* sont des matériaux qui correspondent à ces critères. Le tableau 1.4 présente leurs propriétés d'intérêt, ainsi que celles de l'acier et de l'aluminium couramment utilisés à titre de comparaison [20].

TAB. 1.4 – Propriétés des matériaux.

Matériau	G (GPa)	S_{yt} (Mpa)	ρ (kg/m ³)
Acier	80	310	7860
Al	25	200	2700
Al 7075	27	490	2830
Ti 64	42.9	1120	4430

On cherche à équilibrer statiquement la situation du tableau 1.1 avec une poutre de section circulaire en *Ti64*. On suppose que la charge peut varier de 25 kg à 100 kg et que la barre a une longueur maximale utilisable de 0,5 m. Le système à résoudre peut être représenté visuellement par le graphique de la figure 1.16. La zone grise représente le domaine des déformations élastiques. Elle est délimitée par l'inégalité (1.69). La courbe en rouge est définie par l'équation (1.68) et représente les différentes combinaisons de r et d pour lesquelles le système est équilibré statiquement. Tous les points situés à la fois sur cette courbe et dans la zone grise sont donc des solutions acceptables au problème. Étant donné que l'on cherche à ajouter le moins de masse possible au système et à avoir le rapport de réduction le plus faible possible, on choisit le point d'intersection entre les deux. Ce point représente la solution pour laquelle r et d sont les plus faibles.

Les résultats obtenus varient aussi en fonction de la valeur qui est posée pour le

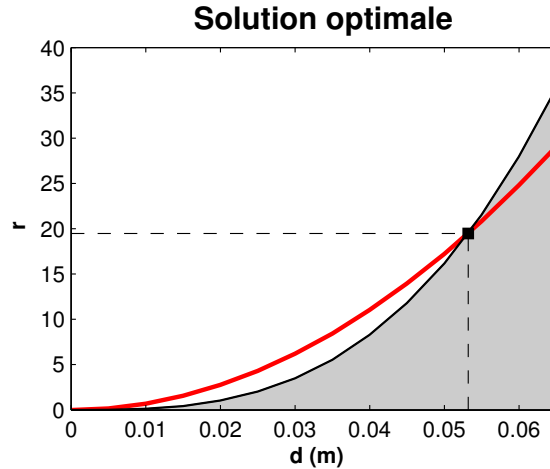


FIG. 1.16 – Solution graphique au problème d'équilibrage avec une poutre en torsion.

ratio $\theta_a / \sin \theta_a$. La figure 1.16 a été tracée pour une valeur de 1.38, qui est la valeur engendrant le couple résiduel T_R le plus faible. Cette solution optimise donc le couple qui doit être repris, mais pas les paramètres r , d et m_P , la masse de la poutre. Le tableau 1.5 présente les résultats obtenus pour différentes valeurs attribuées à ce terme. On constate que, excepté pour le couple résiduel, la valeur de toutes les variables d'intérêt augmente avec la valeur du ratio $\theta_a / \sin \theta_a$, ce qui est contraire à l'effet désiré. Dans tous les cas,

TAB. 1.5 – Résultats de l'équilibrage avec poutre en torsion.

$\frac{\sin \theta_a}{\theta_a}$	r	d (cm)	m_P (kg)	T_R (Nm)
1	12.02	4.53	3.57	559
1.2	15.80	4.96	4.28	302
1.38	19.48	5.32	4.92	136
1.57	23.64	5.67	5.60	206

r , d et m_P sont cependant du même ordre de grandeur. Puisque le diamètre de la barre est faible, il en va de même pour la masse, ce qui n'ajoute ainsi que peu d'inertie au système. Le rapport de réduction est faible lui aussi et donc facilement réalisable. Le couple résiduel est cependant trop élevé dans certains cas, pouvant même atteindre plus de la moitié du couple gravitationnel. Quant à la valeur optimale du ratio, elle ne correspond qu'à environ le huitième du couple gravitationnel. Bien que l'équilibrage ne soit que partiel, cela représente donc tout de même une nette amélioration.

1.4.4 Autres considérations

Il peut être instructif de déterminer les paramètres influençant la masse requise de la poutre. Pour ce faire, on réécrit d'abord les conditions précédemment obtenues :

$$\frac{r^2}{d^4} = A \quad (1.70)$$

$$\frac{r}{d^3} \leq B \quad (1.71)$$

où

$$A = \frac{\pi G}{32L_{max}m_{min}gl} \frac{\theta_a}{\sin \theta_a} \quad (1.72)$$

$$B = \frac{\pi S_{yt}}{1,73 \cdot 16 \cdot m_{max}gl}. \quad (1.73)$$

La solution recherchée s'obtient alors comme suit :

$$d \geq \frac{\sqrt{A}}{B} \quad (1.74)$$

$$r = \frac{A^{3/2}}{B^2}. \quad (1.75)$$

La masse de la poutre se calcule à partir de ses dimensions et de la densité du matériau choisi.

$$m = L_{max} \left(\frac{\pi d_{min}^2}{4} \right) \rho \quad (1.76)$$

En y substituant

$$d_{min} = \frac{\sqrt{A}}{B} \quad (1.77)$$

on obtient

$$m = \frac{2G\rho 1,73^2 m_{max}^2 g^2 l^2}{m_{min}gl S_{yt}^2} \quad (1.78)$$

$$m = 6(m_{max}gl) \frac{m_{max} G\rho}{m_{min} S_{yt}}. \quad (1.79)$$

Il est alors évident que la masse requise est uniquement fonction de la nature de la tâche à réaliser (m_{max} , m_{min} , g , l) et du matériau choisi (G , ρ , S_{yt}). Cela signifie donc que la capacité d'absorption d'énergie est une propriété massique pour un matériau donné et pour une section de poutre donnée. Peu importe la longueur de la barre, le diamètre requis sera tel que la masse résultante sera toujours la même. Le choix de

L_{max} a cependant une grande influence sur la valeur de r requise. Plus la poutre est courte, moins elle peut se déformer en torsion et plus il faudra un rapport de réduction élevé.

Le choix d'une section de poutre ronde a été utilisé en exemple. Il s'agit du choix optimal. En raison des expressions pour l'inertie des différentes sections usuelles (tubulaires, profilés, rectangulaires), seule l'utilisation des sections circulaires et carrées permet l'obtention d'une solution symbolique exacte. De plus, la masse de la section circulaire est distribuée plus uniformément autour de son axe central. Il en résulte donc que pour un même problème, la poutre requise de section circulaire sera de plus faible masse que la poutre de section carrée. Pour l'exemple considéré à la dernière ligne du tableau 1.5, la poutre carrée requise a un côté de $6,40\text{ cm}$ et une masse de $9,07\text{ kg}$. Le rapport de réduction requis est également plus élevé, soit de $35,99$.

1.5 Discussion

Différentes architectures de mécanismes équilibrés statiquement à l'aide d'éléments élastiques ont été étudiées. Pour chacune d'entre elles, les équations mathématiques représentant les conditions d'équilibre ont été développées. D'une part, l'utilisation d'un ou de plusieurs ressorts de tension permet d'équilibrer parfaitement la charge. Il a de plus été montré qu'il est possible d'ajuster cet équilibrage en déplaçant un des points d'attache du ou des ressorts. D'autres types de ressorts permettent quant à eux d'équilibrer partiellement la charge à l'effecteur. En utilisant un ressort à force constante, il est possible de minimiser efficacement le couple résultant en choisissant judicieusement la position d'équilibre. Si plusieurs ressorts en torsion sont utilisés sur un même mécanisme en étant activés ou désactivés selon la position, le couple résultant peut également être maintenu relativement bas. Alternativement, une poutre qui se déforme peut aussi être utilisée en guise d'élément élastique. Une poutre se déformant en torsion est en mesure de produire un équilibre statique partiel du système. L'équilibrage peut alors être ajusté en variant la longueur effective de la poutre. Ces méthodes ne sont cependant pas parfaites pour l'application visée. Les ressorts sont généralement trop faibles, tandis que l'utilisation des poutres est plus complexe à mettre en place et suscite des inquiétudes quant au relâchement soudain de toute l'énergie potentielle emmagasinée. Le prochain chapitre se penche donc sur une alternative aux éléments

élastiques pour réaliser l'équilibrage statique, soit l'utilisation de contrepoids.

Chapitre 2

Équilibrage statique par contreponds

Ce chapitre traite de la possibilité d'équilibrer statiquement le système robotique étudié à l'aide de contreponds. On étudie d'abord les effets de cet ajout de masse important sur le comportement dynamique du système. Les mouvements dans la direction de la gravité ainsi que dans les autres directions sont pris en considération pour le cas où les contreponds sont ajoutés directement à l'articulation permettant un déplacement vertical. Ensuite, une architecture différente faisant appel à une action indirecte des contreponds est proposée.

2.1 Étude dynamique

Tel que mentionné précédemment, l'utilisation de contrepoids pour équilibrer la charge a l'inconvénient majeur d'ajouter beaucoup de masse au système. Toutefois, il n'est pas dit pour autant que cette avenue doive être écartée. Au chapitre 1, certaines des architectures étudiées ont dû être optimisées afin d'obtenir des résultats acceptables. De la même façon, les contrepoids peuvent être positionnés stratégiquement en vue de minimiser leur effet sur l'inertie du système robotisé. La première étape est de quantifier ces effets et leurs impacts au niveau de l'actionnement du système.

2.1.1 Vitesses et accélérations limites

La force ou le couple requis pour actionner le manipulateur dépendent non seulement de la charge à déplacer, mais aussi des vitesses et des accélérations que l'on désire produire. Concernant les exigences en matière de sécurité, General Motors se fie à un document produit par la *Robotic Industries Association* [21]. On y retrouve notamment des limites concernant les caractéristiques des déplacements des robots coopératifs selon leur mode de fonctionnement. Le tableau 2.1 présente ces valeurs. Le mode coopération correspond à la situation dans laquelle l'opérateur contrôle directement les déplacements du robot. En mode autonome, le robot se déplace seul, mais il est possible que l'opérateur soit présent dans l'espace de travail.

TAB. 2.1 – Vitesses et accélérations limites.

Mode de fonctionnement	Vitesse (m/s)	Accélération (g)
Coopération	2	1
Autonome	0,25	Non spécifié

Si on veut évaluer les effets maximaux des contrepoids sur l'inertie du système, on doit calculer ces effets pour les conditions les plus sévères possibles, soit pour les limites du fonctionnement en mode coopération. Cependant, il a été constaté lors de la visite de deux usines d'assemblage de GM que de telles vitesses ou accélérations ne sont jamais atteintes. Pour être plus près de la réalité, on doit choisir des valeurs bien

en deçà de ces limites. Un autre étudiant faisant partie de l'équipe du projet, Nicolas Lauzier, a effectué un stage chez GM à l'été 2007. Il y a notamment réalisé des essais de trajectoires avec un système d'assistance existant. Pour une trajectoire typique, ses résultats indiquent plutôt les limites atteintes présentées dans le tableau 2.2 [22]. Les

TAB. 2.2 – Vitesses et accélérations maximales observées.

Direction du déplacement	Vitesse (m/s)	Accélération (m/s^2)
Vertical	0,5	2
Horizontal	0,6	1

valeurs d'accélération maximale indiquées ici ne tiennent pas compte des importantes vibrations causées par l'instabilité du système utilisé. Les effets sur la rotation peuvent aussi être importants. Étant donné que ces derniers dépendent de la répartition de la masse autour de l'axe de rotation, ils ne sont toutefois pas traités ici car cette répartition dépend de la conception éventuelle du système robotisé.

2.1.2 Déplacement vertical

Lorsque la charge est déplacée verticalement, le contrepoids doit se déplacer en direction opposée, de façon à ce que le centre de masse du système demeure immobile. À titre d'exemple, considérons la représentation simplifiée de la figure 2.1 où le contre-

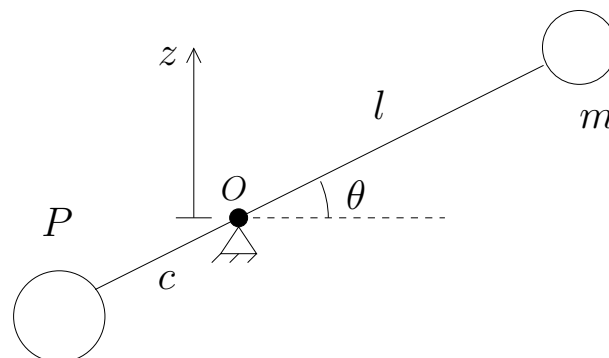


FIG. 2.1 – Représentation schématique de l'équilibre statique par contrepoids.

pois P est situé à l'extrémité du prolongement du bras rotatif portant la charge m . Le

contrepoids et la charge sont considérés comme des masses ponctuelles. Ils sont respectivement situés à une distance c et une distance l du pivot et le poids de la membrure est négligé. Pour évaluer le comportement dynamique d'un tel système, on simule une trajectoire sinusoïdale de la charge

$$z(t) = z_0 \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

où z_0 est la moitié de l'amplitude verticale du mouvement, ω est la fréquence en rad/s et t le temps. En effectuant les dérivées première et seconde de l'équation (2.1) par rapport au temps, on obtient les équations pour la vitesse et l'accélération verticales de la masse en fonction des paramètres de trajectoire choisis :

$$\dot{z}(t) = z_0 \omega \cos(\omega t) \quad (2.2)$$

$$\ddot{z}(t) = -z_0 \omega^2 \sin(\omega t). \quad (2.3)$$

La position de la charge peut également s'écrire en fonction de la géométrie du système,

$$z(t) = l \sin(\theta). \quad (2.4)$$

En dérivant cette équation à son tour, on obtient de nouvelles expressions pour la vitesse et l'accélération, qui sont équivalentes à celles obtenues précédemment :

$$\dot{z} = l \dot{\theta} \cos \theta \quad (2.5)$$

$$\ddot{z} = -l \dot{\theta}^2 \sin \theta + l \ddot{\theta} \cos \theta. \quad (2.6)$$

On trouve des expressions pour la vitesse et l'accélération angulaire en isolant respectivement $\dot{\theta}$ et $\ddot{\theta}$ des expressions (2.5) et (2.6) :

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{z}}{l \cos \theta} \quad (2.7)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{z} + l \dot{\theta}^2 \sin \theta}{l \cos \theta}. \quad (2.8)$$

De plus, en égalant les équations (2.1) et (2.4), on obtient une expression pour $\sin \theta$. En la combinant avec l'identité trigonométrique $\sin^2 \theta + \cos^2 \theta = 1$, on obtient ensuite une expression pour $\cos \theta$, soit

$$\sin \theta = \frac{z_0}{l} \sin(\omega t) \quad (2.9)$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \frac{z_0^2}{l^2} \sin^2(\omega t)}. \quad (2.10)$$

On possède maintenant tous les éléments nécessaires pour effectuer une analyse dynamique du système présenté. Dans un premier temps, il est nécessaire de poser des

valeurs de w et c . Cette dernière est utilisée pour déterminer la masse du contrepoids à utiliser, en posant que la somme des moments par rapport au pivot doit être nulle :

$$P = \frac{ml}{c}. \quad (2.11)$$

La fréquence choisie impose le temps requis pour effectuer un cycle,

$$t_{cycle} = \frac{2\pi}{w}. \quad (2.12)$$

Combinée à l et z_0 , c'est ce qui détermine la vitesse et l'accélération qu'atteindra la masse. L'inertie du système dépend de la longueur c imposée et se calcule par

$$I = ml^2 + Pc^2. \quad (2.13)$$

On choisit d'effectuer les simulations pour un cycle complet, soit pour $t \in [0, t_{cycle}]$. Pour chaque valeur de temps, on calcule d'abord \dot{z} , \ddot{z} , $\sin \theta$ et $\cos \theta$. Ensuite, on calcule $\dot{\theta}$ et $\ddot{\theta}$, après quoi on est en mesure d'obtenir l'évolution du couple C et de la puissance W requis par

$$C = I\ddot{\theta} \quad (2.14)$$

$$W = C\dot{\theta}. \quad (2.15)$$

2.1.2.1 Effet du positionnement du contrepoids sur l'inertie

Afin de justifier le choix de la valeur de c à utiliser, on étudie l'effet de ce choix sur l'inertie totale du système,

$$I = ml^2 + Pc^2. \quad (2.16)$$

De par l'équilibre statique des deux masses, équation (2.13), on trouve que

$$c = \frac{ml}{P}. \quad (2.17)$$

En substituant (2.17) dans (2.16) et en réarrangeant les termes, on obtient que

$$I = ml^2 + P \left(\frac{m^2 l^2}{P^2} \right) \quad (2.18)$$

$$I = \left(m + \frac{m^2}{P} \right) l^2 \quad (2.19)$$

$$I = \left(m + m \frac{c}{l} \right) l^2 \quad (2.20)$$

$$I = \left(1 + \frac{c}{l} \right) ml^2 \quad (2.21)$$

où m et l sont imposés par la nature de la tâche à accomplir. L'inertie du mécanisme en rotation autour du point O est donc fonction de la distance c . Plus cette distance est faible, plus l'inertie sera faible. Cela signifie que l'inertie sera plus faible lorsqu'un contrepoids de masse plus élevée sera utilisé. La figure 2.2 présente sous forme graphique la relation qui existe entre l'inertie totale du système et le contrepoids utilisé pour l'équilibrer. Lorsque le contrepoids est faible, une petite variation de celui-ci fait varier significativement l'inertie, alors que cette dernière devient pratiquement stable à partir d'un certain point. L'utilisation d'un contrepoids élevé nécessitant une faible valeur de c ,

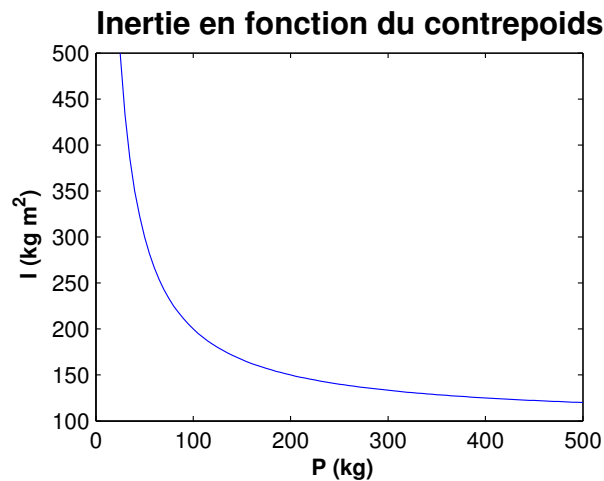


FIG. 2.2 – Dépendance de l'inertie.

le mécanisme requis occupe moins d'espace. Dans le contexte d'une usine d'assemblage, où l'espace disponible se fait parfois rare, il s'agit d'une caractéristique fort avantageuse.

2.1.2.2 Exemple

Toujours avec $m = 100 \text{ kg}$ et $l = 1 \text{ m}$, on choisit d'utiliser $c = 0,25 \text{ m}$ afin de diminuer sensiblement l'inertie perçue. Le contrepoids requis est alors de $P = 400 \text{ kg}$ et l'inertie de $I = 125 \text{ kg m}^2$. On impose à la masse la trajectoire sinusoïdale de l'équation (2.1), avec $z_0 = 0,5 \text{ m}$. On choisit la valeur de w en se basant sur la vitesse et l'accélération verticales maximales observées de la section 2.1.1 :

$$\dot{z}_{max} = z_0 w = 0,5 \text{ m/s} \quad \Rightarrow w = \frac{0,5}{z_0} \quad (2.22)$$

$$\ddot{z}_{max} = z_0 w^2 = 2 \text{ m/s}^2 \quad \Rightarrow w = \sqrt{\frac{2}{z_0}}. \quad (2.23)$$

Le critère le plus restrictif, c'est-à-dire la valeur de w la plus basse, est choisi. Selon la valeur de z_0 , il pourra s'agir du critère sur la vitesse ou de celui sur l'accélération. Dans le cas présent, il s'agit de celui sur la vitesse et on a donc $w = 1 \text{ rad/s}$. L'évolution des variables d'intérêt est présentée à la figure 2.3. On y compare la situation en équilibre statique, représentée par un trait continu, avec la situation sans équilibre, représentée par un trait pointillé. Lorsque le système est équilibré statiquement, le couple requis

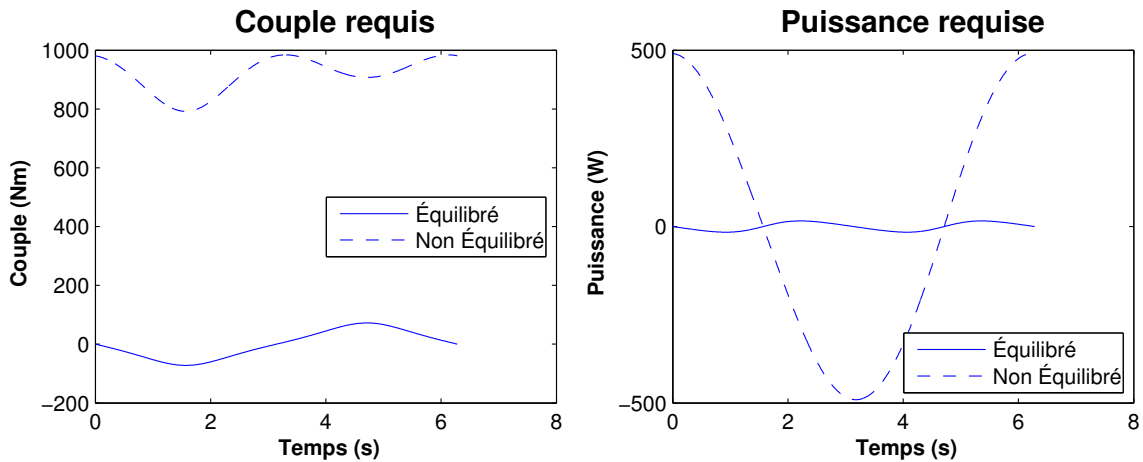


FIG. 2.3 – Couple et puissance comparatifs.

passse de 984 Nm à 72 Nm et la puissance de 491 W à 16 W . Il s'agit d'une diminution énorme pour les deux valeurs, qui démontre l'avantage d'utiliser l'équilibrage statique avec des contrepoids. Bien que cet avantage soit marqué pour le mouvement vertical, on se doit de considérer également les conséquences sur les autres degrés de liberté du système.

2.1.3 Déplacement horizontal

Les déplacements horizontaux de la charge ne sont pas affectés par l'équilibrage statique. Ils le sont cependant par l'ajout de masse devant être déplacée en même temps que l'effecteur. En utilisant les valeurs de vitesse \dot{x} et d'accélération \ddot{x} observées à la section 2.1.1 pour le mouvement horizontal, ainsi que les masses considérées à la section 2.1.2.2, on peut calculer la force F et la puissance W requises pour déplacer le

système :

$$m_{tot} = m + P = 500 \text{ kg} \quad (2.24)$$

$$F = m_{tot}\ddot{x} = 500 \text{ N} \quad (2.25)$$

$$W = F\dot{x} = 300 \text{ W}. \quad (2.26)$$

Il s'agit de valeurs très élevées qui exigeraient des actionneurs beaucoup plus puissants que ce qui est souhaité.

2.2 Contrepoids indirects

Une façon de contourner ce problème est de déplacer les contrepoids de sorte qu'ils équilibrent toujours la charge, mais sans qu'ils n'aient à se déplacer horizontalement. Pour ce faire, on imagine un système hydraulique passif semblable à celui de la figure 2.4. Le prolongement du bras auquel est attaché la charge est alors relié par une

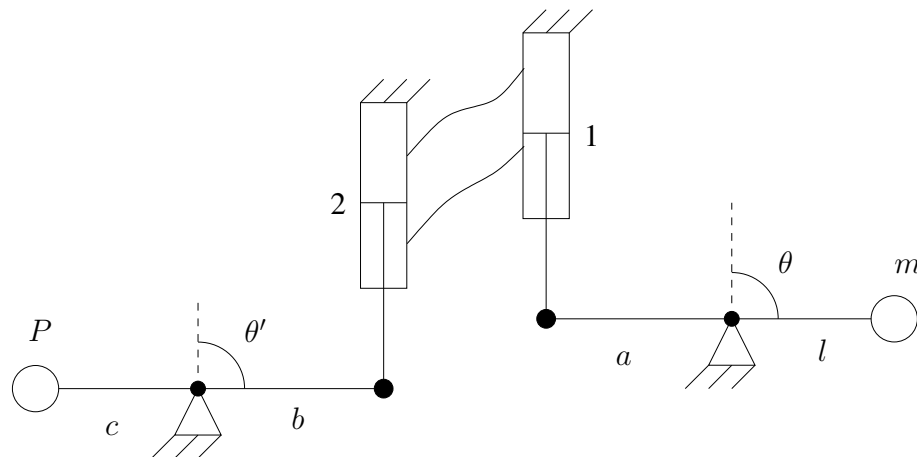


FIG. 2.4 – Équilibrage statique par contrepoids indirects.

liaison rotoïde à l'extrémité de la tige d'un vérin. Un montage semblable est créé pour les contrepoids, puis les deux vérins sont reliés directement entre eux par des boyaux hydrauliques. Un déplacement de la charge dans une direction déplacera ainsi le fluide contenu dans les vérins, ce qui provoquera un déplacement du contrepoids dans la direction opposée. Si le système est bien conçu, l'énergie potentielle demeurera constante. On aura alors un système équilibré statiquement par contrepoids et pour lequel l'inertie de ces derniers n'est perçue que par l'actionneur du mouvement vertical. En effet, les

deux systèmes ne sont reliés que par des boyaux hydrauliques, qui sont flexibles. Le bras qui soutient la charge peut donc se déplacer horizontalement même si le bras qui soutient le contrepooids est fixé à une entité immobile. De plus, si au lieu d'actionner directement la charge, on choisit d'actionner le contrepooids, il est possible de repositionner l'actionneur pour ne pas avoir à le déplacer non plus. Les contrepooids et le moteur peuvent être placés sur le sol ou bien être fixés à la structure des rails.

2.2.1 Conditions nécessaires

Le problème avec l'architecture de la figure 2.4 est qu'elle ne correspond pas à un équilibrage parfait pour toutes les positions, étant donné que l'orientation de chaque vérin par rapport à la barre à laquelle il est attaché évolue différemment. Pour remédier à ce problème, on doit reconfigurer le système tel qu'illustré à la figure 2.5. Les forces

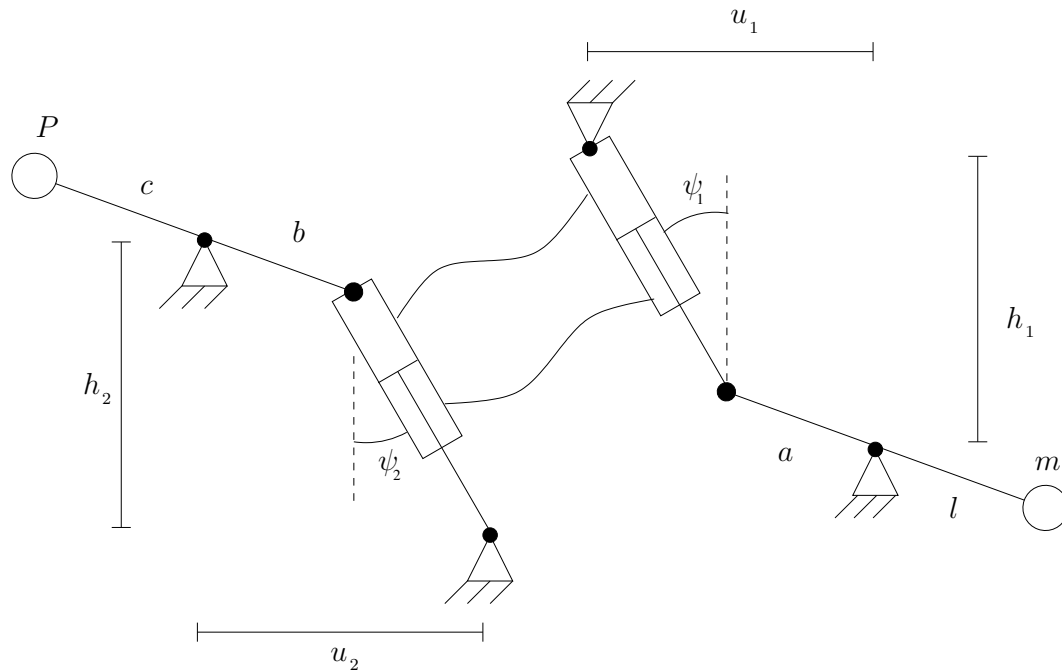


FIG. 2.5 – Équilibrage parfait par contrepooids indirects.

développées dans les vérins 1 et 2 sont respectivement F_1 et F_2 , et les aires pressurisées de leur piston sont A_1 et A_2 . On peut alors écrire des expressions pour l'équilibre de la

barre du côté charge, du système hydraulique et de la barre du côté contrepoids :

$$mgl = F_1 \cos \psi_1 a \quad (2.27)$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.28)$$

$$F_2 \cos \psi_2 b = Pgc. \quad (2.29)$$

Toutes ces expressions sont exactes si le système charge est géométriquement semblable au système contrepoids, puisqu'alors les orientations relatives des éléments en mouvement seront les mêmes. Si on pose R comme étant le rapport de similitude entre les deux systèmes, alors il faut que

$$R = \frac{a}{b} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2.30)$$

en plus de la condition d'équilibre statique $Pc = ml$. On aura alors un système équilibré statiquement pour toutes les positions θ .

2.2.2 Orientation constante des vérins

L'utilisation d'un mécanisme en rotation pour déplacer verticalement la charge complice toutefois l'équilibrage. Il serait beaucoup plus facile de fixer l'orientation des vérins à la verticale et de déplacer linéairement la charge et le contrepoids. Cette idée est illustrée à la figure 2.6. Les seules conditions pour réaliser l'équilibre statique concernent

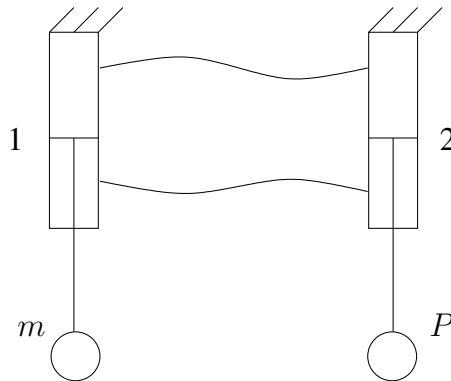


FIG. 2.6 – Équilibrage statique avec déplacements linéaires.

maintenant la masse du contrepoids et les diamètres des vérins. La pression du côté tige des vérins est considérée égale et vaut

$$p_1 = p_2 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.31)$$

où

$$A_i = \frac{\pi}{4}(d_{pi}^2 - d_{ti}^2) \quad (2.32)$$

et d_{pi} et d_{ti} sont respectivement les diamètres du piston et de la tige du vérin i . La condition d'équilibre est donc

$$\frac{mg}{A_1} = \frac{Pg}{A_2} \quad (2.33)$$

$$P = m \frac{A_2}{A_1}. \quad (2.34)$$

Il ne suffit que de jouer avec le rapport des aires pour faire varier la masse du contre-poids requis. Un contre-poids plus léger a évidemment l'avantage de posséder une inertie plus faible, donc de nécessiter des actionneurs moins puissants. Par contre, le diamètre du vérin 2 sera alors plus petit. Pour un même déplacement de la charge, donc d'un même volume de fluide, le contre-poids devra donc subir un plus grand déplacement. Cela signifie plus d'encombrement, de même que des vitesses et des accélérations plus élevées. Cette situation n'est pas idéale, surtout si on envisage d'actionner à partir du contre-poids. On doit donc faire un compromis entre l'inertie du système et la cinématique du contre-poids.

2.2.3 Ajustement de l'équilibre

L'équilibre de la solution avec les barres en rotation pourrait être ajusté en faisant varier la longueur c pour changer le couple causé par le contre-poids. Cette option peut nécessiter une force importante et n'est pas disponible pour l'architecture avec déplacements linéaires. Une méthode intéressante consiste à étendre le système hydraulique afin d'y inclure des ensembles vérin-contre-poids supplémentaires. La figure 2.7 illustre cette idée avec l'ajout d'un deuxième contre-poids. Par l'introduction de valves directionnelles dans le système, il est possible d'intégrer ou non chaque ensemble vérin-contre-poids au système. On suppose maintenant qu'il y ait davantage de contre-poids et que chacun ait une masse différente. En fonction de la charge à équilibrer, il est alors possible de choisir la combinaison de contre-poids qui la totalisent ou qui s'en approchent le plus. Une avenue possible est d'utiliser un principe de fonctionnement semblable à un système binaire. Plus il y a de contre-poids, plus la précision est grande et plus la force résultante qui devra être reprise par les moteurs sera faible. Par exemple, si on utilise six contre-poids de 2, 4, 8, 16, 32 et 64 kg , il est possible d'équilibrer n'importe

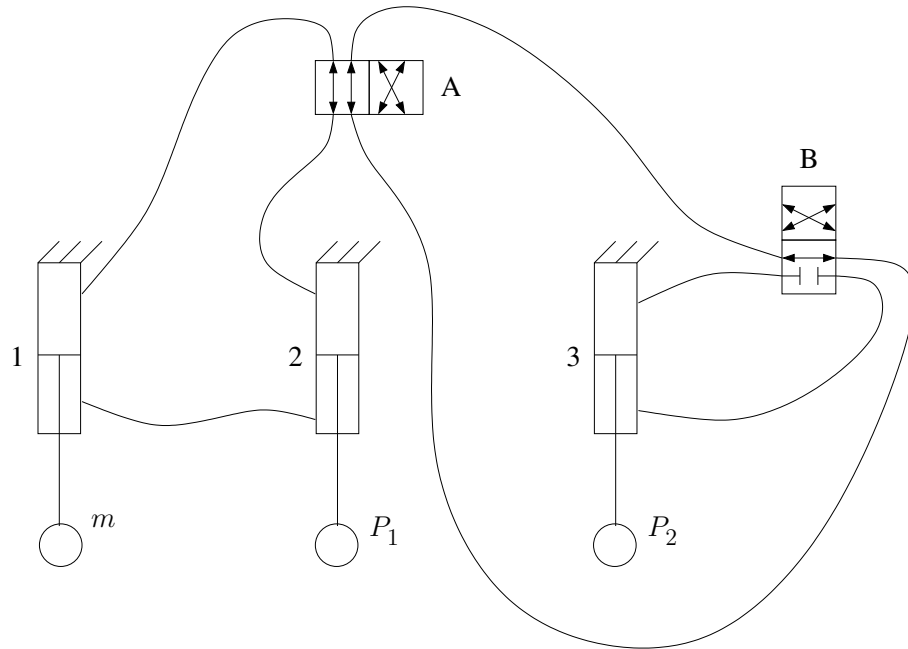


FIG. 2.7 – Équilibrage statique adaptatif avec déplacements linéaires.

quelle masse en deçà de 126 kg avec une précision de 2 kg (considérant que tous les cylindres sont identiques). Il est toutefois fort probable que seule une partie de la plage de charges allant de 0 à 126 kg ait à être équilibrée. Selon les performances requises, on peut diminuer la quantité de contrepoids en choisissant ceux-ci plus judicieusement ou en augmentant la tolérance sur l'équilibrage.

2.3 Discussion

À la lumière du contenu du présent chapitre, on constate que l'utilisation de contrepoids pour l'équilibrage statique dans le cadre de ce projet est très pertinente. Cela permet d'équilibrer facilement les charges importantes qui doivent être déplacées dans une chaîne de montage automobile. L'équilibre obtenu est parfait et il n'y a aucun besoin de se soucier du relâchement de l'énergie potentielle des éléments élastiques en cas de bris. Pour des vitesses et des accélérations typiques, il a été démontré que l'ajout de masse qui en résulte ne nécessite pas des actionneurs trop importants pour le mouvement vertical. Si les contrepoids sont directement liés à la charge, il en est cependant autrement pour les déplacements horizontaux. C'est pourquoi une solution avec un système hydraulique passif a été proposée, dans laquelle les contrepoids agissent

indirectement pour équilibrer la charge. Au prix d'un système plus complexe, les contre-poids n'ont alors plus qu'à se déplacer verticalement. Si le système hydraulique requis fonctionne adéquatement, il s'agit d'une solution très intéressante.

Chapitre 3

Étude de la solution retenue

La solution d'équilibrage statique avec vérins hydrauliques verticaux et contrepoids à action indirecte est retenue. Les raisons expliquant ce choix sont d'abord présentées, puis on explique en détail le fonctionnement de cette solution. Par la suite, les conditions nécessaires à l'équilibre sont développées sous forme d'équations mathématiques. Une analyse dynamique est également réalisée pour estimer la force et la puissance requises à l'actionneur. Finalement, on effectue une analyse de la bande passante du système résultant pour avoir une idée de son comportement fréquentiel.

3.1 Choix de la solution

Les méthodes proposées au chapitre 1 ont toutes leur mérite. Toutefois, elles ne peuvent échapper à l'une ou l'autre des préoccupations qui concernent l'utilisation d'éléments élastiques. Dans un premier temps, il a été montré que l'utilisation de ressorts n'était pas appropriée pour cette application. Ce sont des éléments élastiques qui ne sont pas conçus pour subir de grandes déformations et être soumis en même temps à d'importantes forces ou d'importants couples. Pour cette raison, un ressort individuel ne peut accomplir la tâche nécessaire, et l'utilisation de plusieurs ressorts en parallèle en requiert une trop grande quantité. D'un autre côté, les poutres sont des éléments élastiques beaucoup plus raides, suffisamment pour équilibrer les charges d'une chaîne d'assemblage automobile. Cependant, la grande quantité d'énergie qu'elles absorbent en se déformant est une source de préoccupation. Il faut d'abord que cette énergie puisse être relâchée de façon contrôlée, ce qui n'est pas évident. Mais surtout, il subsiste des inquiétudes quant à ce qui se produira en cas de rupture de la poutre, alors qu'une grande quantité d'énergie sera subitement relâchée.

L'utilisation de contrepoids, telle que présentée au chapitre 2, possède l'inconvénient d'ajouter beaucoup de masse au système en mouvement. Il s'agit par contre de la seule méthode, avec l'utilisation de ressorts en tension, qui procure un équilibre statique parfait pour toutes les positions du mécanisme. De plus, on a vu que l'effet de la masse ajoutée sur l'inertie pouvait être contrôlé, tout particulièrement en déplaçant les contrepoids pour qu'ils agissent indirectement sur le système. Pour ces raisons, il a été choisi d'aller de l'avant avec une méthode d'équilibrage statique par contrepoids indirects. Ceux-ci n'ont donc qu'à se déplacer verticalement pour équilibrer la charge et ne sont soumis à aucun déplacement horizontal ni à aucune rotation. Ils sont reliés au système robotisé, plus précisément à la charge, par un système hydraulique passif.

3.2 Présentation de la solution retenue

3.2.1 Principe de fonctionnement

On réutilise la configuration présentée à la section 2.2.3 et illustrée à nouveau à la figure 3.1. On suppose pour l'instant que les vérins sont tous identiques. Dans la

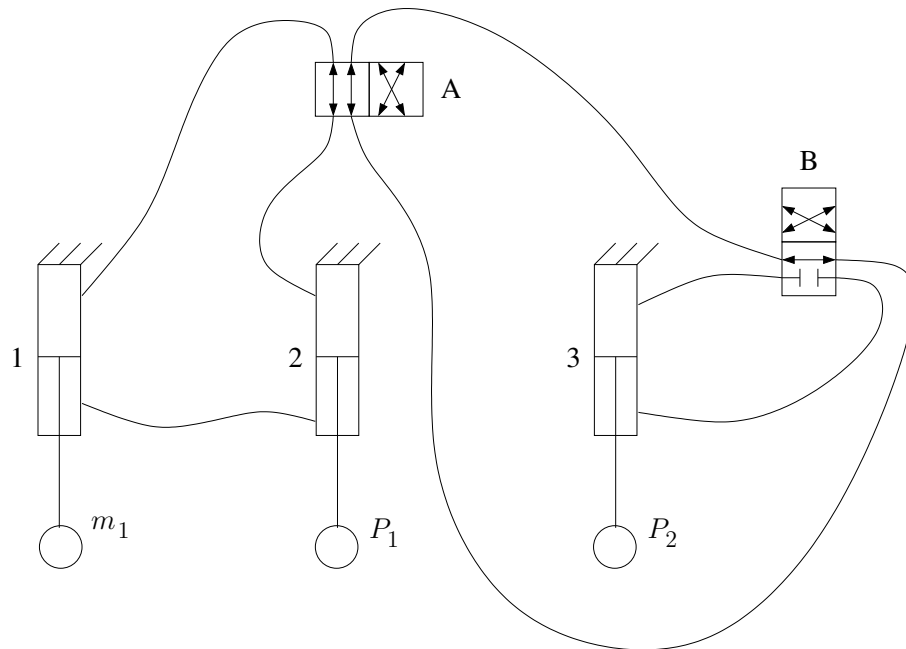


FIG. 3.1 – Solution retenue pour l'équilibrage statique avec charge m_1 .

configuration représentée, $m_1 = P_1$. Le premier contreponds compense complètement la charge, le contreponds P_2 n'ayant donc pas à être intégré au système. Cette situation est obtenue avec les valves A et B dans les positions illustrées. Les vérins associés à m_1 et P_1 forment alors un circuit fermé, tandis que la position de P_2 est bloquée.

On considère ensuite le même système avec une charge différente, ce qui peut se produire par exemple lorsque l'effecteur saisit une pièce. La nouvelle charge $m_{12} = P_1 + P_2$ n'est plus équilibrée complètement par le premier contreponds. On doit alors changer la position des valves directionnelles, tel qu'illustré à la figure 3.2. Dans cette nouvelle configuration, les deux vérins associés aux contreponds sont intégrés en série au circuit hydraulique. Le contreponds effectif est alors la somme des masses des deux contreponds du système, ce qui équilibre exactement la nouvelle charge. Précisons que

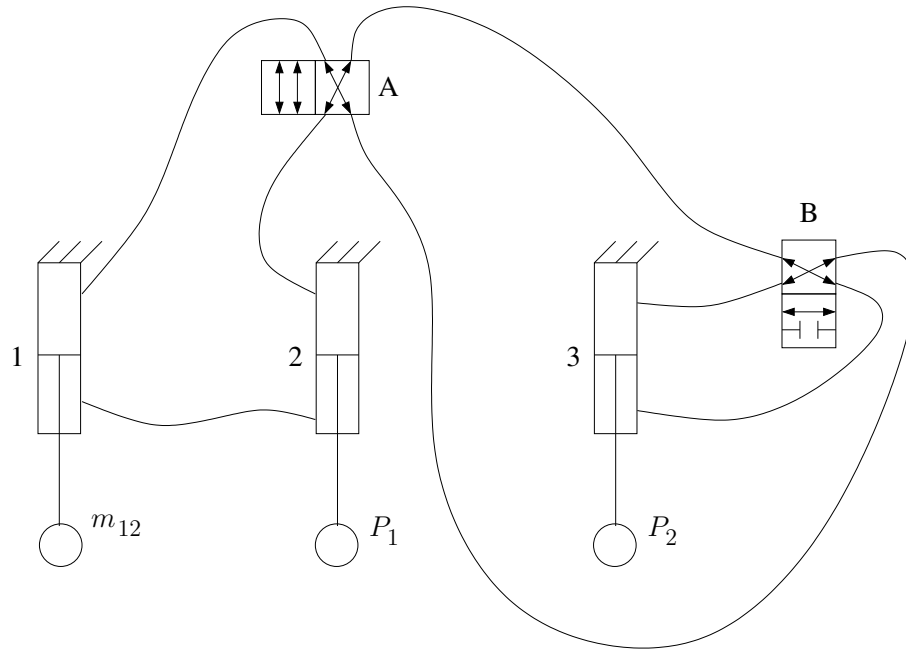


FIG. 3.2 – Solution retenue pour l'équilibrage statique avec charge m_{12} .

les différentes masses du système sont toujours situées sous leur vérin respectif, pour une question de stabilité.

Pour une application quelconque, le système peut comporter autant d'ensembles vérin-contrepoids que voulu. Pour une charge donnée, chaque ensemble est intégré ou non au système afin d'obtenir la combinaison de contrepoids qui se rapproche le plus possible de m . Cette intégration des ensembles au système s'effectue à l'aide de valves hydrauliques directionnelles. Plus il y a de contrepoids, plus il est possible d'équilibrer avec précision. Cependant, la complexité du système hydraulique augmente aussi la friction et les pertes de charges. Il est donc important de déterminer la précision que l'on cherche à obtenir et de ne pas utiliser un système plus complexe que nécessaire. Manifestement, il s'agit alors d'un équilibrage statique partiel. Le système ne sera parfaitement équilibré que lorsque la charge sera exactement égale à une des combinaisons possibles des contrepoids. Jusqu'à présent, il a été considéré que tous les vérins utilisés étaient identiques, ce qui ne constitue pas une condition nécessaire à l'équilibrage. Il est aussi possible d'utiliser des vérins de différentes dimensions, mais on perd alors l'équivalence directe qui existait entre la masse de la charge et la masse requise des contrepoids. Les courses des vérins et les contrepoids doivent dans ce cas être ajustés en conséquence, ce qui ne pose pas de problème. La section 3.2.2 présente les conditions nécessaires à l'équilibre statique pour un cas général. Il est à noter que la masse des

pièces mobiles des vérins, soit la tige et le piston, s'ajoute à la masse suspendue à l'extrémité de la tige. Nous négligerons cependant cette masse additionnelle étant donné sa faible valeur par rapport aux charges visées.

3.2.2 Conditions à l'équilibre

On veut déterminer mathématiquement les conditions sous lesquelles la solution présentée est valide. Pour un vérin, la force et la pression sont reliées entre elles par l'aire effective du piston du côté pressurisé du cylindre. Pour le vérin i , on note respectivement A_{ih} et A_{ib} les aires des faces supérieure et inférieure du piston. De façon similaire, on note les pressions de chaque côté du même cylindre p_{ih} et p_{ib} . Dans l'architecture étudiée, chaque vérin doit supporter une force F_i , qui est égale au poids de la masse attachée à sa tige. Cette nomenclature est montrée à la figure 3.3. On suppose un système

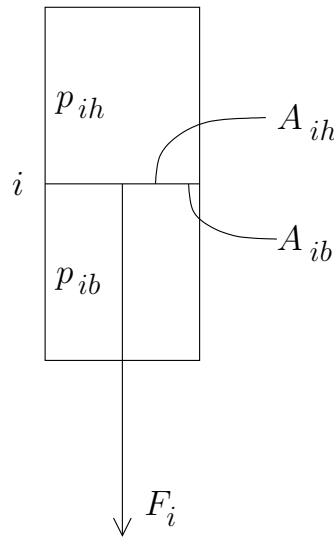


FIG. 3.3 – Nomenclature des paramètres d'un vérin.

idéal pour lequel le frottement et les pertes de charge sont absents. Cela implique que les compartiments de différents vérins qui sont reliés entre eux par une conduite hydraulique seront soumis à la même pression. De façon générale, il y a deux situations distinctes : lorsqu'il n'y a qu'un seul contreponds d'intégré au système et lorsqu'il y en a plusieurs.

La situation avec un seul contreponds est représentée à la figure 3.4, où

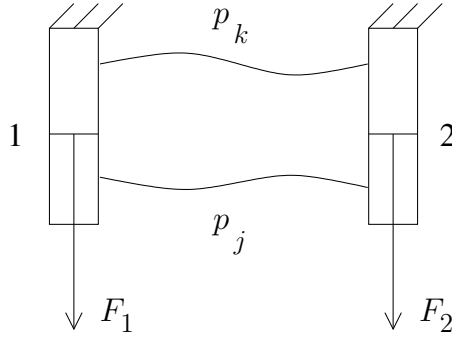


FIG. 3.4 – Équilibre du système hydraulique avec 2 vérins.

$$p_{1b} = p_{2b} = p_j \quad (3.1)$$

$$p_{1h} = p_{2h} = p_k. \quad (3.2)$$

Les vérins 1 et 2 doivent respectivement être à l'équilibre :

$$F_1 + p_k A_{1h} = p_j A_{1b} \quad (3.3)$$

$$F_2 + p_k A_{2h} = p_j A_{2b}. \quad (3.4)$$

En résolvant les 2 équations pour p_j , puis en isolant F_2 , on obtient

$$p_j = \frac{F_1}{A_{1b}} + \frac{p_k A_{1h}}{A_{1b}} = \frac{F_2}{A_{2b}} + \frac{p_k A_{2h}}{A_{2b}} \quad (3.5)$$

$$F_2 = F_1 \frac{A_{2b}}{A_{1b}} + p_k \left(\frac{A_{1h} A_{2b}}{A_{1b}} - A_{2h} \right). \quad (3.6)$$

On souhaite que l'équilibre soit indépendant de la pression dans les vérins. Pour ce faire, le terme multipliant p_k doit être nul,

$$\frac{A_{1h} A_{2b}}{A_{1b}} - A_{2h} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{A_{1h}}{A_{1b}} = \frac{A_{2h}}{A_{2b}} \quad (3.8)$$

c'est-à-dire que le rapport entre les deux aires de chaque vérin doit être le même. La façon la plus simple d'accomplir cela est d'utiliser des vérins 1 et 2 identiques. Ensuite, il ne reste plus qu'à choisir la masse du contreponds de telle sorte que l'équation (3.6) soit vérifiée :

$$F_2 = F_1 \frac{A_{2b}}{A_{1b}}. \quad (3.9)$$

Les équations (3.8) et (3.9) représentent les conditions pour équilibrer la charge avec un seul contreponds, mais elles devront être respectées peu importe le nombre de contreponds présents dans le système. En effet, pour tout système, il y aura toujours la possibilité de n'activer que le premier des contreponds.

Pour étudier le cas d'un système à plusieurs contrepoids, on considère le système à trois vérins présenté à la figure 3.5. L'absence de friction nous permet d'écrire que

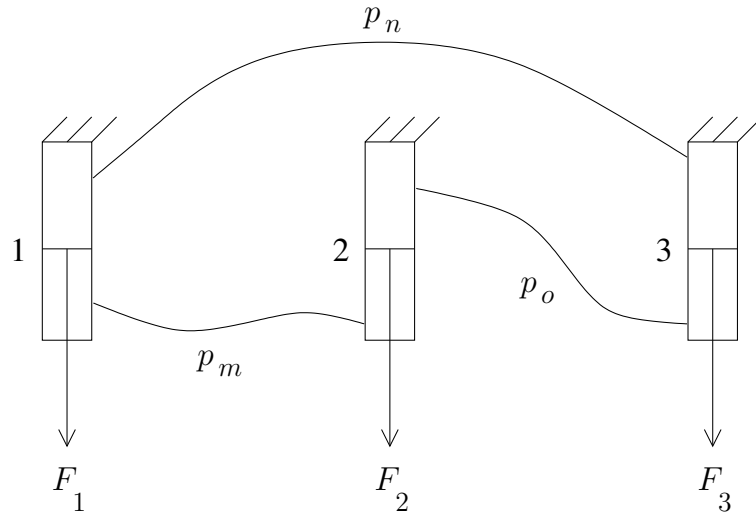


FIG. 3.5 – Équilibre du système hydraulique avec 3 vérins.

$$p_{1b} = p_{2b} = p_m \quad (3.10)$$

$$p_{1h} = p_{3h} = p_n \quad (3.11)$$

$$p_{2h} = p_{3b} = p_o. \quad (3.12)$$

Les équations d'équilibre pour les vérins 1, 2 et 3 sont respectivement

$$F_1 + p_n A_{1h} = p_m A_{1b} \quad (3.13)$$

$$F_2 + p_o A_{2h} = p_m A_{2b} \quad (3.14)$$

$$F_3 + p_n A_{3h} = p_o A_{3b}. \quad (3.15)$$

En isolant p_m de l'équation (3.13), p_o de l'équation (3.15) et en substituant ces deux expressions dans (3.14), on obtient

$$F_2 + \left(\frac{F_3}{A_{3b}} + \frac{p_n A_{3h}}{A_{3b}} \right) A_{2h} = \left(\frac{F_1}{A_{1b}} + \frac{p_n A_{1h}}{A_{1b}} \right) A_{2b} \quad (3.16)$$

$$F_2 + F_3 \frac{A_{2h}}{A_{3b}} = F_1 \frac{A_{2b}}{A_{1b}} + p_n \left(\frac{A_{1h} A_{2b}}{A_{1b}} - \frac{A_{2h} A_{3h}}{A_{3b}} \right). \quad (3.17)$$

Le terme multipliant p_n doit être nul afin que l'équilibre soit indépendant de la pression. La méthode la plus simple pour y parvenir est d'utiliser des vérins à double tige partout. Dans cette situation, même si les vérins sont tous différents entre eux, le terme

variable de l'équation (3.17) sera nécessairement nul puisque $A_{1h} = A_{1b}$, $A_{2h} = A_{2b}$ et $A_{3h} = A_{3b}$. La condition d'équilibre statique se simplifie alors à

$$F_2 + F_3 \frac{A_{2h}}{A_{3b}} = F_1 \frac{A_{2b}}{A_{1b}}. \quad (3.18)$$

Le système peut être plus complexe et contenir un nombre n de vérins. Sachant que la condition de l'équation (3.8) s'applique toujours, il est alors possible de montrer que la condition suivante doit être respectée pour que l'équilibre soit indépendant de la pression :

$$\frac{A_{3h}A_{4h}\dots A_{nh}}{A_{3b}A_{4b}\dots A_{nb}} = 1 \quad (3.19)$$

c'est-à-dire

$$\prod_{i=3}^n \frac{A_{ih}}{A_{ib}} = 1. \quad (3.20)$$

Les contrepoids doivent être choisis de telle sorte que

$$F_2 + F_3 \frac{A_{2h}}{A_{3b}} + F_4 \frac{A_{2h}A_{3h}}{A_{3b}A_{4b}} + \dots + F_n \frac{A_{2h}A_{3h}\dots A_{(n-1)h}}{A_{3b}A_{4b}\dots A_{nb}} = F_1 \frac{A_{2b}}{A_{1b}} \quad (3.21)$$

c'est-à-dire

$$F_2 + \sum_{i=3}^n \left(F_i \prod_{j=2}^{i-1} \frac{A_{jh}}{A_{(j+1)b}} \right) = F_1 \frac{A_{2b}}{A_{1b}}. \quad (3.22)$$

Pour des questions d'encombrement, il est possible que l'utilisation de vérins à double tige ne soit pas souhaitée, particulièrement pour le vérin portant la charge, ce dernier devant être situé sur le robot. On sait que le rapport A_{ih}/A_{ib} des aires d'un vérin à double tige est égal à 1, tandis qu'il est supérieur à 1 pour un vérin à simple tige. L'équation (3.8) nous indique donc que si le vérin 1 est à simple tige, il doit en être de même pour le vérin 2. Avec cette condition, puis en choisissant les autres vérins à double tige afin de respecter l'équation (3.20), le système sera équilibré statiquement. Il s'agit d'un équilibrage partiel, dont la précision dépend du nombre et de la valeur des contrepoids, et qui peut être parfait pour certaines valeurs de la charge.

3.3 Analyse de la solution retenue

3.3.1 Étude dynamique

L'architecture retenue est différente de celle initialement proposée au chapitre 2. Les charges se déplacent linéairement et plusieurs contrepoids peuvent être intégrés au système. On cherche à déterminer l'inertie perçue par un tel système, en supposant que l'actionnement soit effectué au contrepoids P_1 . On considère à cette fin le système représenté à la figure 3.6, où z est le déplacement de la charge et z_c est le déplacement du contrepoids. Par simplicité, on ne considère qu'un seul contrepoids, ce qui permettra tout de même d'identifier les paramètres qui influencent l'inertie. Un mouvement sinu-

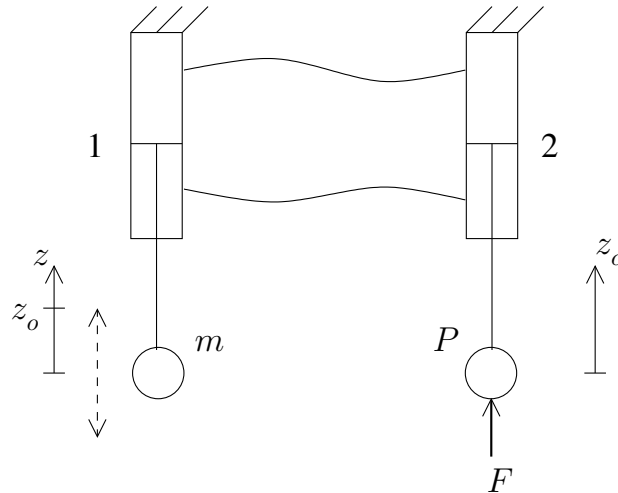


FIG. 3.6 – Système simplifié pour l'étude dynamique.

soïdal est à nouveau imposé à la charge. Les équations des vitesses et des accélérations sont obtenues en dérivant l'équation décrivant le mouvement par rapport au temps.

$$z(t) = z_0 \sin(\omega t) \quad (3.23)$$

$$\dot{z}(t) = z_0 \omega \cos(\omega t) \quad (3.24)$$

$$\ddot{z}(t) = -z_0 \omega^2 \sin(\omega t) \quad (3.25)$$

Si le rapport entre les aires des vérins 1 et 2 est R ,

$$R = \frac{A_{2h}}{A_{1h}} = \frac{A_{2b}}{A_{1b}} \quad (3.26)$$

et les équations cinématiques du contrepoids sont

$$z_c(t) = -\frac{z_0}{R} \sin(wt) \quad (3.27)$$

$$\dot{z}_c(t) = -\frac{z_0 w}{R} \cos(wt) \quad (3.28)$$

$$\ddot{z}_c(t) = \frac{z_0 w^2}{R} \sin(wt). \quad (3.29)$$

La force F requise par l'actionneur pour produire le mouvement désiré est alors

$$F = P\ddot{z}_c - m\ddot{z}R \quad (3.30)$$

où

$$\ddot{z}_c = -\frac{\ddot{z}}{R} \quad (3.31)$$

$$P = mR. \quad (3.32)$$

En effectuant les substitutions, l'équation (3.30) devient

$$F = -m(1 + R)\ddot{z}. \quad (3.33)$$

On a donc avantage, en ce qui a trait à l'inertie, à utiliser un vérin 1 plus gros que le vérin 2. Plus la différence entre les deux sera grande, plus l'inertie perçue sera faible. Cependant, on doit aussi tenir compte de la course des vérins. Puisqu'un fluide hydraulique est incompressible,

$$\Delta z_c = R\Delta z. \quad (3.34)$$

Si le vérin 1 a un diamètre significativement plus grand que le vérin 2, la course de ce dernier sera donc beaucoup plus grande que le déplacement vertical de la charge. Cette situation peut être problématique, surtout lorsque l'espace disponible est limité. On doit donc faire un compromis entre l'inertie perçue par le moteur et l'encombrement causé par les vérins des contrepoids. La puissance requise se calcule quant à elle en utilisant la vitesse de la masse qui est actionnée,

$$W = F\dot{z}_c. \quad (3.35)$$

On utilise les données de l'exemple de la section 2.1.2.2. Avec $z_0 = 0,5 \text{ m}$ et $w = 1 \text{ rad/s}$, on veut vérifier l'effet du rapport R sur les variables d'intérêt. L'évolution de la force et de la puissance que doit fournir l'actionneur est présentée à la figure 3.7 pour différentes valeurs de R . On constate qu'une valeur plus élevée de R requiert une force plus élevée,

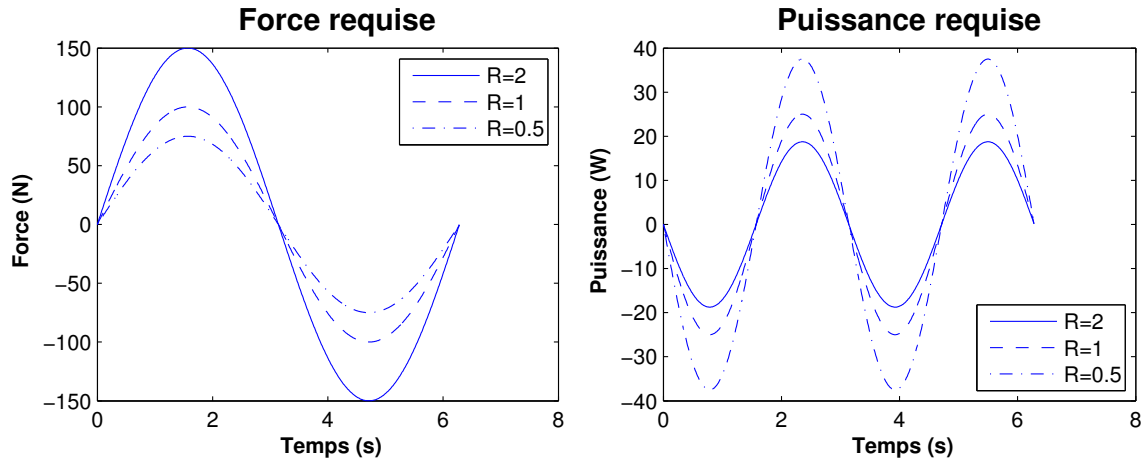


FIG. 3.7 – Force et puissance comparatives.

mais une puissance plus faible. Il n'est donc pas avantageux d'augmenter ou de diminuer de façon importante la valeur de ce rapport.

Fait important à considérer, l'analyse précédente tient uniquement compte de l'effet de la charge et des contrepoids dans la modélisation de la dynamique du système. Les actionneurs choisis auront également à accélérer le fluide contenu dans le circuit hydraulique et à vaincre les pertes de charges. L'inertie du fluide peut être facilement calculée pour un système donné, tandis que les pertes de charges, particulièrement dans les garnitures, ne peuvent au mieux qu'être estimées. Le calcul des pertes de charges dans un vérin hydraulique n'est cependant pas très bien documenté dans la littérature. Un modèle de ces pertes de pression est présenté dans [23].

3.3.2 Étude de la bande passante

L'introduction d'équipement hydraulique dans le mécanisme lui donne une élasticité considérable. Lorsque le système est pressurisé, les boyaux hydrauliques subissent de l'expansion tandis que le fluide utilisé, dans une moindre mesure, se comprime. Afin de déterminer le comportement vibratoire d'un tel système, on cherche à identifier sa bande passante. En d'autres mots, il s'agit de déterminer la plage de fréquences pour lesquelles les mouvements de la charge et des contrepoids seront synchronisés. Les mouvements imposés au système devront respecter ces limites pour assurer un bon fonctionnement.

On cherche d'abord à estimer cette bande passante à partir de la fonction de transfert du système. Une première approche consiste à utiliser un modèle simplifié, où l'élasticité globale du système hydraulique est remplacée par un ressort de raideur équivalente K_{eq} . Ce système, représenté à la figure 3.8, est initialement au repos. F_k

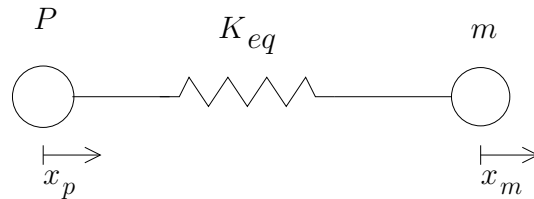


FIG. 3.8 – Système simplifié pour l'étude de la bande passante.

est la force développée par le ressort lorsque sa longueur s est modifiée

$$\Delta F_k = K_{eq} \Delta s = m \ddot{x}_m \quad (3.36)$$

$$\Delta s = x_p - x_m. \quad (3.37)$$

On peut substituer l'expression pour Δs , prendre la transformée de Laplace et réarranger le tout pour obtenir la fonction de transfert du système.

$$K_{eq}(x_p - x_m) = m \ddot{x}_m \quad (3.38)$$

$$m \ddot{x}_m + K_{eq} x_m = K_{eq} x_p \quad (3.39)$$

$$m s^2 X_m(s) + K_{eq} X_m(s) = K_{eq} X_p(s) \quad (3.40)$$

$$\frac{X_m(s)}{X_p(s)} = \frac{K_{eq}/m}{s^2 + K_{eq}/m} \quad (3.41)$$

Une autre méthode consiste à modéliser la variation de pression dans le système considéré, représenté à la figure 3.9. Les vérins 1 et 2 sont à double tige et les aires sur lesquelles agissent la pression p sont respectivement A_1 et A_2 . Une modification de la pression aura pour effet d'accélérer la charge m tel que

$$A_1 \Delta p = m \ddot{z}. \quad (3.42)$$

La pression est influencée, outre par les conditions statiques, par l'application d'une force F au contrepois ou par la variation de volume du côté pressurisé du circuit due à l'élasticité du système. Si β représente le module de compressibilité effectif du

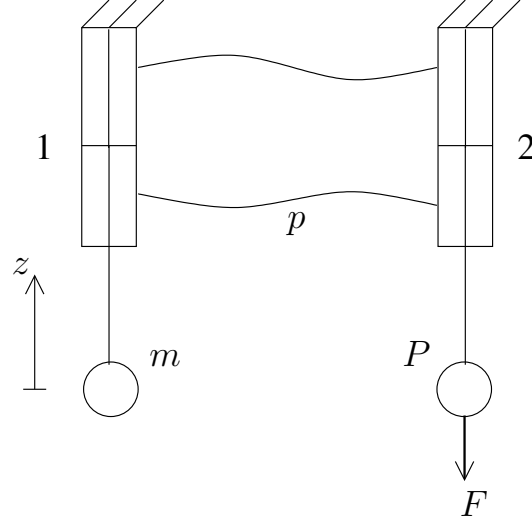


FIG. 3.9 – Système pour l'étude de la bande passante.

système,

$$\Delta p = \frac{F}{A_2} - \frac{\beta \Delta V}{V} \quad (3.43)$$

$$\Delta V = \Delta z A_1 \quad (3.44)$$

$$A_1 \left(\frac{F}{A_2} - \frac{\beta \Delta z A_1}{V} \right) = m \ddot{z} \quad (3.45)$$

$$m \ddot{z} + \frac{\beta A_1^2}{V} \Delta z = \frac{A_1}{A_2} F. \quad (3.46)$$

En effectuant la transformée de Laplace, on obtient une deuxième expression pour la fonction de transfert du système.

$$m s^2 Z(s) + \frac{\beta A_1^2}{V} Z(s) = \frac{A_1}{A_2} F(s) \quad (3.47)$$

$$\frac{Z(s)}{F(s)} = \frac{\frac{A_1}{A_2 m}}{s^2 + \frac{\beta A_1^2}{m V}} \quad (3.48)$$

Les fonctions de transfert obtenues sont toutes deux de la même forme et représentent un système du deuxième ordre. Dans chacune d'entre elles, on retrouve un paramètre qui est difficile à évaluer. Il s'agit de K_{eq} dans l'équation (3.41) et de β dans l'équation (3.48), qui sont les variables modélisant l'élasticité du système. Comme il est montré dans [24], l'analyse du comportement fréquentiel de boyaux hydrauliques peut être très complexe. Dans le cas présent, cette analyse est beaucoup trop compliquée pour l'objectif visé. Le module de compressibilité effectif du système est variable et il

dépend de la température, de la pression, du type de boyau utilisé et du volume d'air dissout dans le fluide. La raideur équivalente du système est quant à elle dépendante des modules de compressibilité de chaque élément du système. De plus, les pertes de charge ont été négligées pour les deux modélisations étant donné la difficulté à les modéliser adéquatement. Pour obtenir une description fiable du comportement du système, il est conséquemment recommandé d'avoir recours à des mesures expérimentales.

Afin de se donner une idée du comportement général, on trace tout de même le diagramme de Bode en utilisant la fonction de transfert (3.48) et une valeur estimée du module de compressibilité d'un système hydraulique quelconque ([25], [26]) : 345 Mpa . Le diagramme est présenté à la figure 3.10 et a été obtenu en utilisant des valeurs jugées normales pour les autres variables de la fonction de transfert. Le graphique montre une

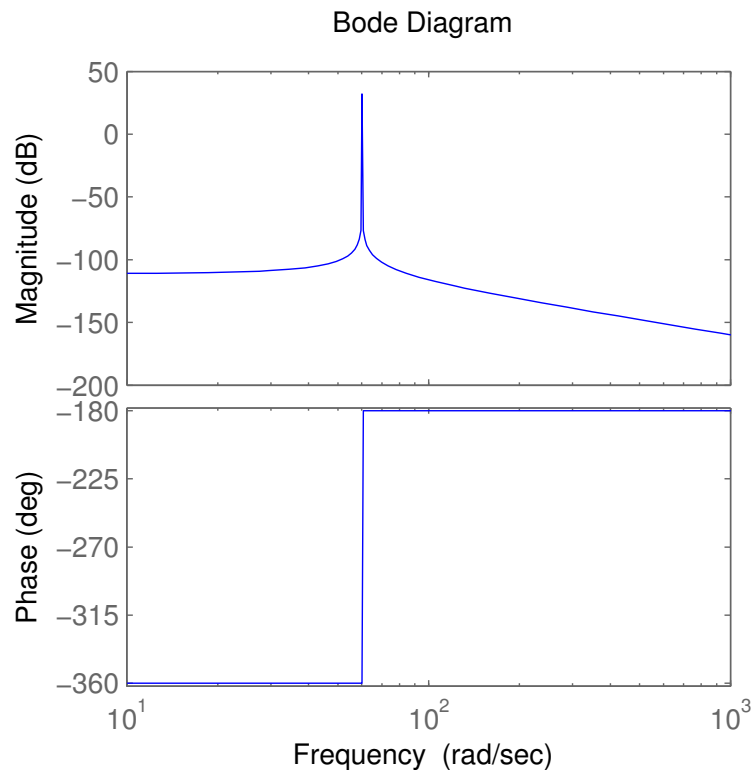


FIG. 3.10 – Diagramme de Bode.

fréquence de coupure à $60.2 \text{ rad/s} = 9.6 \text{ Hz}$, accompagnée d'un déphasage de 180 degrés au même endroit. Il s'agit d'un résultat pratiquement identique à ce qui a été obtenu expérimentalement pour un autre système hydraulique très semblable [23]. Une simulation effectuée à l'aide du logiciel AMESim a également produit une courbe dont l'allure générale est similaire. Le modèle utilisé et la courbe obtenue sont présentés à la

figure 3.11, où les unités du graphique sont les mêmes que pour celui de la figure 3.10. La

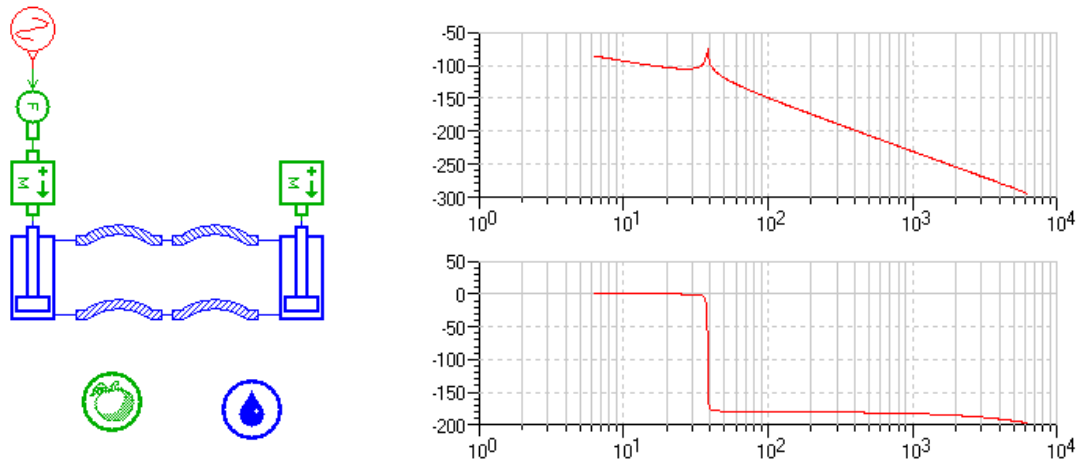


FIG. 3.11 – Simulation avec AMESim.

fréquence de coupure est du même ordre de grandeur que celle obtenue précédemment, quoique légèrement plus faible. Les résultats obtenus dans ce cas sont cependant très sensibles aux modifications des paramètres du système et de la simulation. De manière générale, la fréquence de coupure est plus élevée lorsque la longueur et le diamètre des boyaux sont faibles et que les diamètres des vérins sont grands. Une fréquence de coupure plus élevée est souhaitable puisque les risques de résonance sont alors plus faibles. De plus, cela augmente la plage de fréquences pour lesquelles les mouvements des 2 masses seront en phase, ce qui est évidemment nécessaire à l'équilibre statique.

3.4 Discussion

La solution retenue pour l'équilibrage statique consiste en l'utilisation de contrepoids agissant indirectement sur le système robotisé via un système hydraulique passif. Cette solution d'équilibrage respecte l'exigence d'être applicable dans le cas de charges variables. Cela est possible grâce à plusieurs ensembles vérin-contrepoids, qui sont intégrés ou non au système selon la charge à l'effecteur. Cette activation des contrepoids est réalisée par des valves directionnelles, dont la position est ajustée selon la situation. Les équations représentant les conditions d'équilibre ont été développées. Ces conditions sont facilement réalisables et ne posent donc aucun problème à la mise en place de la solution. De plus, la force et la puissance requises à l'actionneur sont raisonnables, mal-

gré l'ajout de la masse des contrepoids. L'analyse en fréquence du système hydraulique révèle que ce dernier ne doit pas être soumis à des déplacements ayant une fréquence trop élevée, soit de l'ordre de quelques hertz. Heureusement, ce n'est pas le cas pour les mouvements requis des systèmes robotisés d'une chaîne de montage automobile.

Chapitre 4

Conception du prototype

Ce chapitre traite de la conception du prototype réalisé en vue de tester la solution retenue et présentée au chapitre 3. On y décrit d'abord les caractéristiques qui sont recherchées. Cela inclut les objectifs visés par la réalisation du prototype, le fluide utilisé, le système hydraulique nécessaire et les valeurs de charge et de déplacement. Ensuite, les composantes choisies sont présentées et justifiées lorsque nécessaire. Finalement l'assemblage final du prototype et son fonctionnement sont expliqués, en précisant les modifications qui ont dû être apportées en cours de route par rapport aux objectifs initiaux.

4.1 Caractéristiques du prototype

4.1.1 Objectifs

Afin de vérifier la faisabilité et la viabilité de la solution présentée au chapitre 3, on désire en construire un prototype. On veut que les conditions d'opérations du prototype représentent bien celles que l'on retrouve sur les chaînes de montage. La charge déplacée et l'amplitude du déplacement vertical devront donc être choisies en conséquence. De plus, on veut s'assurer que des vitesses d'opération normales puissent être atteintes par l'opérateur, sans actionnement externe. À cette fin, on doit diminuer le plus possible les pertes de charges dans le système hydraulique ainsi que la friction dans les vérins. Le prototype doit aussi permettre de vérifier si le principe d'équilibrage statique est fonctionnel en pratique et s'il peut être ajusté par l'utilisation de valves hydrauliques directionnelles. La vérification et la réalisation de tous ces points permettra de déterminer si cette solution est apte à être utilisée dans le contexte industriel proposé.

4.1.2 Fluide hydraulique

Typiquement, le fluide utilisé dans un système hydraulique est de l'huile. Pour des raisons de propreté et de facilité d'utilisation, il a cependant été décidé d'utiliser de l'eau du robinet pour le prototype. L'hydraulique à l'eau, bien que peu connue, est une technologie qui n'en est pas à ses débuts. On l'utilise notamment dans l'industrie alimentaire, pour des questions de salubrité, ainsi que dans l'industrie minière, pour diminuer le risque d'incendie.

Il y a de nombreux avantages liés à l'utilisation de l'eau comme fluide hydraulique [27; 28]. Les coûts qui y sont associés sont beaucoup plus faibles que pour l'huile. Elle est facilement disponible, ce qui facilite l'approvisionnement et élimine les coûts d'entreposage, d'achat et de transport. Puisqu'elle ne représente pas de danger pour l'environnement, il n'y a pas de réglementation à respecter pour s'en départir. L'eau présente cependant un défi plus important en ce qui a trait, entre autres, à la lubrification, à la corrosion et aux fuites. Ces difficultés supplémentaires ne représentent par contre pas un obstacle à son utilisation puisque des solutions efficaces sont disponibles.

Puisque l'eau possède une viscosité plus faible que l'huile, on s'attend à ce que les pertes de charges dans le système soient plus faibles, mais qu'il y ait davantage de frottement mécanique en raison de la moins bonne lubrification.

4.1.3 Système hydraulique

Le prototype doit être en mesure de tester adéquatement la solution proposée, sans pour autant être plus complexe que nécessaire. Par simplicité et puisque l'encombrement n'est pas critique, tous les vérins sont à double tige. La charge variable est supportée par le vérin 1. Pour reproduire le principe d'équilibrage adaptatif, trois ensembles vérin-contrepoids sont utilisés, les contrepoids étant tous de masses différentes. Les trois vérins correspondants sont numérotés de 2 à 4. Des valves hydrauliques directionnelles sont ajoutées au système pour permettre de contrôler l'intégration des contrepoids au système. Elles sont identifiées par les lettres A, B, C, D et E. Un schéma global du système résultant est présenté à la figure 4.1.

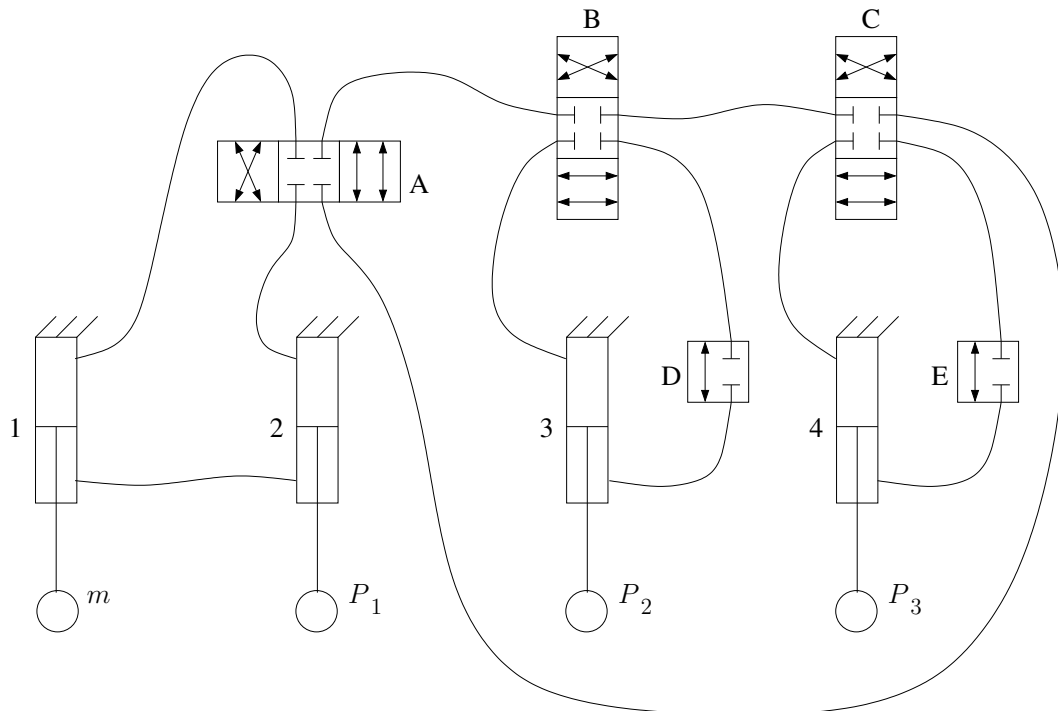


FIG. 4.1 – Schéma du système hydraulique du prototype.

4.1.4 Charge et déplacement

Le prototype doit également permettre une charge et un déplacement vertical assez grands pour que ces derniers soient significatifs par rapport aux valeurs correspondantes des tâches à accomplir. Une course de $0,5\text{ m}$ et une charge maximale d'au moins 15 kg sont ainsi visées.

4.2 Choix des composantes

L'utilisation de l'eau en tant que fluide hydraulique implique que les composantes du système hydraulique doivent être choisies avec soin. La lubrification par l'eau doit être suffisante et les matériaux utilisés qui seront en contact avec le fluide doivent être résistants à la corrosion.

4.2.1 Vérins

Les vérins choisis sont ceux de la série LH de la compagnie Milwaukee Cylinder. Les pages pertinentes du catalogue sont présentées à l'annexe A. Il s'agit à priori de vérins hydrauliques pour l'huile, destinés à une utilisation à basse pression. Cependant, le fabricant propose en option une série de modifications standards afin que les vérins puissent être utilisés avec de l'eau. On choisit donc ces vérins, sans coussins d'absorption et avec les joints recommandés par le fabricant pour l'eau, soit ceux en Buna-N. Chaque vérin est à double tige et chaque extrémité de tige est filetée pour y fixer les masses. Pour le vérin 1, qui supporte la charge, on choisit le modèle LH42 avec les plus petits diamètres disponibles de cylindre et de tige, soit respectivement $d_{pm} = 1\frac{1}{2} po$ et $d_{tm} = \frac{5}{8} po$. Ce modèle permet d'attacher le vérin sur le côté, ce qui peut s'avérer pratique pour une éventuelle intégration à un prototype complet d'un mécanisme à 4 degrés de liberté. La course du vérin est de $\mu_m = 19\frac{5}{8} po = 0,498\text{ m}$, ce qui correspond au standard se rapprochant le plus de la valeur visée. Les vérins supportant les contrepoids sont choisis avec un diamètre plus gros que le vérin 1, afin de démontrer cette possibilité du principe et aussi pour qu'ils occupent moins d'espace. On choisit le modèle LH21, qui s'attache par une plaque fixée à l'une des extrémités du cylindre. Les diamètres du

cyindre et de la tige sont respectivement de $d_{pc} = 2 po$ et de $d_{tc} = \frac{5}{8} po$. Les aires A_m du vérin 1 et A_c des vérins 2, 3 et 4 se calculent directement, ce qui permet d'obtenir le rapport ϵ . Il s'agit du rapport entre les aires, qui devra aussi être le rapport entre la charge et les contrepoids pour chaque configuration.

$$A_m = \frac{\pi}{4}(d_{pm}^2 - d_{tm}^2) = 1,46 po^2 = 9,42 \times 10^{-4} m^2 \quad (4.1)$$

$$A_c = \frac{\pi}{4}(d_{pc}^2 - d_{tc}^2) = 2,83 po^2 = 18,29 \times 10^{-4} m^2 \quad (4.2)$$

$$\epsilon = \frac{A_c}{A_m} = 1,94. \quad (4.3)$$

La course des vérins des contrepoids doit donc être d'environ

$$\mu_c = \frac{\mu_m}{\epsilon} = 0,257 m. \quad (4.4)$$

Le standard le plus près est $\mu_c = 9\frac{7}{8} po = 0,251 m$. C'est donc dire que seulement

$$\mu_c \epsilon = 0,487 m \quad (4.5)$$

de la course du vérin 1 pourra être utilisée. Toutes les autres caractéristiques des vérins 2 à 4 sont identiques à celles du vérin 1.

4.2.2 Valves

Les valves directionnelles A, B et C sont tirées de la série V de la compagnie VERSA. Les pages pertinentes du catalogue sont présentées à l'annexe B. Ce sont des valves pneumatiques qui sont compatibles avec l'eau. Il s'agit de valves directionnelles 4 voies et 3 positions, centrées par des ressorts. Cependant, et contrairement à ce qui avait été demandé lors des discussions avec le vendeur, la valve possède 5 ports. Il en est ainsi puisque 2 des ports sont conçus pour retourner le fluide au réservoir. Étant donné l'application particulière, cette caractéristique ne convient pas et un des deux ports redondants devra être bouché par un bouchon mâle en laiton. La figure 4.2 présente la configuration de base de la valve ainsi que celle avec le port bouché, ce dernier étant marqué par un \times . Deux solénoïdes permettent de déplacer le tiroir de la valve, cette dernière devant être pilotée à l'air comprimé. Les solénoïdes sont actionnés en leur appliquant une tension de 24 V.

Les valves D et E sont des valves directionnelles à 2 voies et 2 positions, telles que représentées à la figure 4.3. Elles correspondent au modèle 2V130-15 de la compagnie

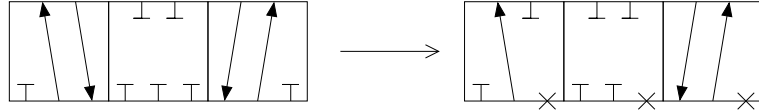


FIG. 4.2 – Ports de la valve 4/3.

AirTac. Elles sont elles aussi compatibles à l'eau et sont actionnées en leur appliquant une tension de 24 V. La pression d'opération doit se situer entre 0,5 et 10 bar pour un bon fonctionnement.

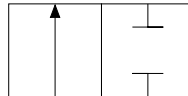


FIG. 4.3 – Ports de la valve 2/2.

4.2.3 Autres composantes

Pour relier toutes ces composantes entre elles et faire circuler le fluide, des boyaux industriels en caoutchouc de $\frac{3}{8}$ po de diamètre sont utilisés. Il s'agit du modèle GRIP250. Les boyaux sont connectés à leurs extrémités par des embouts mâles NPT en laiton. Les pages de catalogue de ces deux composantes sont présentées à l'annexe C. On doit appliquer du téflon (polytétrafluoroéthylène) en ruban autour des filets des embouts pour assurer l'étanchéité.

Tel que mentionné précédemment, les masses utilisées doivent être suffisamment importantes pour imiter le plus possible une situation réelle. Cependant, il faut aussi être en mesure de déplacer ces charges manuellement et de les monter sur le prototype sans risquer de se blesser. Pour cette raison, on se limitera à une masse maximale de 20 kg, qui sera en fait un contrepoids, étant donné que les contrepoids doivent être plus lourds que la charge. On désire qu'il y ait plusieurs charges différentes et que celles-ci puissent être changées facilement. Pour ce faire, on utilise une pièce en acier munie d'un crochet qui servira à suspendre les charges. La masse de cette pièce correspond à la charge à vide, $m_0 = 0,757$ kg. Elle est évidemment toujours présente à l'effecteur. Pour l'équilibrer, on utilisera le contrepoids du vérin 2, $P_1 = m_0\epsilon = 1,47$ kg, qui sera toujours intégré au système. De façon arbitraire, on assigne des masses de 10 kg et

20 kg aux contrepoids P_2 et P_3 . Les différentes charges additionnelles m_i qui peuvent être suspendues au crochet de l'effecteur, pour un équilibrage parfait, se calculent en utilisant le rapport ϵ :

$$m_1 = \frac{P_2}{\epsilon} = 5,15 \text{ kg} \quad (4.6)$$

$$m_2 = \frac{P_3}{\epsilon} = 10,31 \text{ kg} \quad (4.7)$$

$$m_3 = \frac{P_2 + P_3}{\epsilon} = 15,46 \text{ kg}. \quad (4.8)$$

Toutes les masses sont fabriquées à partir de cylindres en acier, dont une des extrémités est percée en son centre d'un trou fileté. Les diamètres ont été choisis selon la disponibilité des pièces brutes à l'atelier de génie mécanique, et de manière à ce que tous les contrepoids aient une hauteur semblable. Les masses fabriquées peuvent avoir une masse légèrement différente de ce qui a été prévu, mais cela ne devrait pas poser de problème étant donné les forces de friction dans le système, qui devraient être supérieures au léger déséquilibre statique occasionné par ces différences.

4.3 Assemblage et fonctionnement du prototype

4.3.1 Système hydraulique révisé

Les valves hydrauliques qui ont été reçues ne correspondant pas exactement à ce qui était initialement requis, le système hydraulique du prototype a dû être modifié. Tout d'abord, les valves 4/3 comportent physiquement 5 ports, ce qui fait en sorte qu'il est nécessaire d'en bloquer un. Ainsi, lorsque la valve est située dans la position de gauche, il n'y a plus deux chemins pour que le fluide circule, mais un seul. Cette situation est illustrée à la figure 4.4. De plus, les valves 2/2 obtenues ne laissent passer le fluide que dans une direction, alors que leur utilisation requiert une circulation bidirectionnelle. Conséquemment, ces dernières ne peuvent être utilisées pour le prototype. Des contraintes de temps liées à l'échéancier en place avec GM ont empêché l'achat de matériel de remplacement. En tenant compte de ces deux nouvelles contraintes, le système hydraulique représenté à la figure 4.5 a été réalisé. Avec cette nouvelle configuration, le comportement des contrepoids P_2 et P_3 est dépendant. Si l'un d'eux est intégré au système, l'autre doit l'être également. Cela signifie que seulement la charge à vide et la

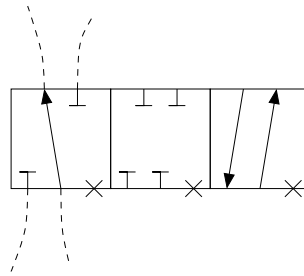


FIG. 4.4 – Position problématique de la valve.

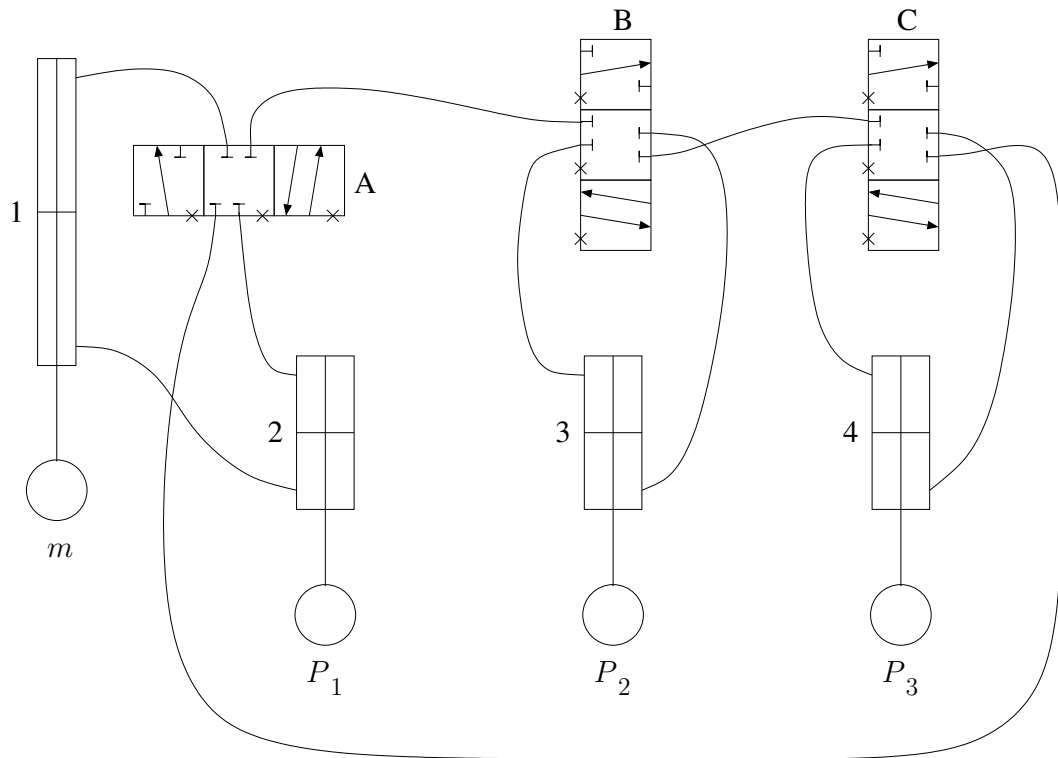


FIG. 4.5 – Schéma du système hydraulique modifié.

charge m_3 pourront être équilibrées statiquement. On aura malgré tout une bonne idée de la performance de cette solution.

4.3.2 Montage

Les vérins et les valves sont remplis de fluide par immersion dans un bassin d'eau. Les connexions avec les boyaux sont ensuite effectuées sous la surface de l'eau, pour éviter que de l'air ne se retrouve dans le système. Cette méthode a été utilisée en raison de sa simplicité, puisqu'elle ne nécessitait pas l'utilisation d'une pompe. Le système hydraulique complet et rempli est fixé sur les deux supports illustrés aux figures 4.6 et 4.7. Ces derniers sont conçus de plaques d'aluminium, de profilés en aluminium et

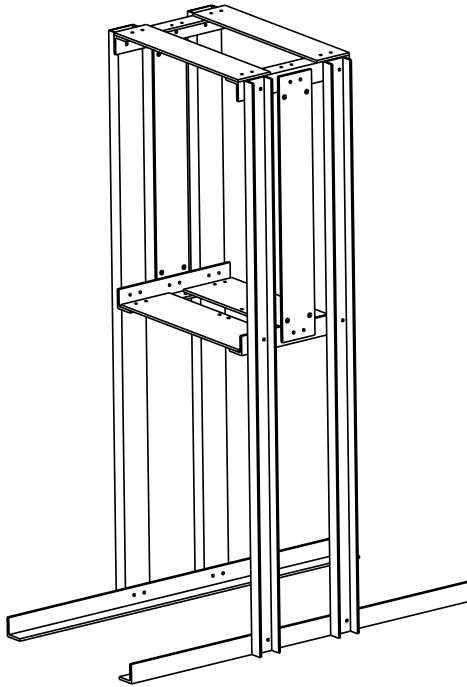


FIG. 4.6 – Support 1.

de profilés en 'L' en acier. Le support 1 ne sert à fixer que le vérin 1, qui supporte la charge. Étant donné que la course de ce vérin est plus grande, un dégagement plus important était nécessaire sous ce support. Le fait de séparer le vérin 1 des autres vérins illustre également le concept voulant que les contrepoids n'ont pas à être situés près de la charge. Le support 1 semble plus long que nécessaire, mais on peut également y fixer deux autres vérins pour effectuer des tests en parallèle. Les vérins 2, 3 et 4, ainsi

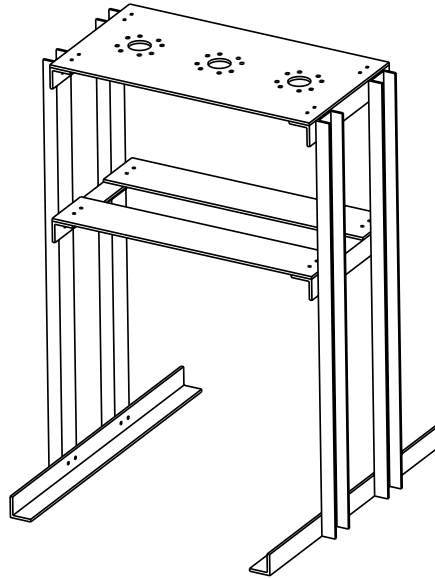


FIG. 4.7 – Support 2.

que les valves A, B et C sont pour leur part fixés au support 2. La figure 4.8 montre une vue d'ensemble du prototype. Les images de la figure 4.9 montrent respectivement le support 2, la charge à l'effecteur et la valve hydraulique A.

Les solénoïdes des valves sont branchés à un contrôleur 4 axes qui agit comme source de tension 24 V. Le contrôleur est contrôlé par le logiciel RTLab. On y écrit manuellement la masse de la charge que l'on suspend à l'effecteur. Cinq modes de fonctionnement sont disponibles. L'annexe D présente la configuration du système hydraulique pour chacun des modes. Selon le mode, le contrôleur appliquera ou non une tension de 24 V à chaque solénoïde.

1. Si aucune charge supplémentaire à la charge à vide n'est suspendue à l'effecteur, alors seul P_1 est intégré au système. La valve A est dans sa position gauche et les valves B et C sont dans leur position centrale. Le système est en équilibre statique et m et P_1 sont libres de se déplacer.
2. Lorsque la charge est modifiée par l'ajout ou par le retrait d'une masse, toutes les valves sont dans leur position centrale. L'effecteur et les contrepoids sont alors dans l'impossibilité de se déplacer.
3. Une fois le changement complété, la valeur de la nouvelle charge est ensuite ins-

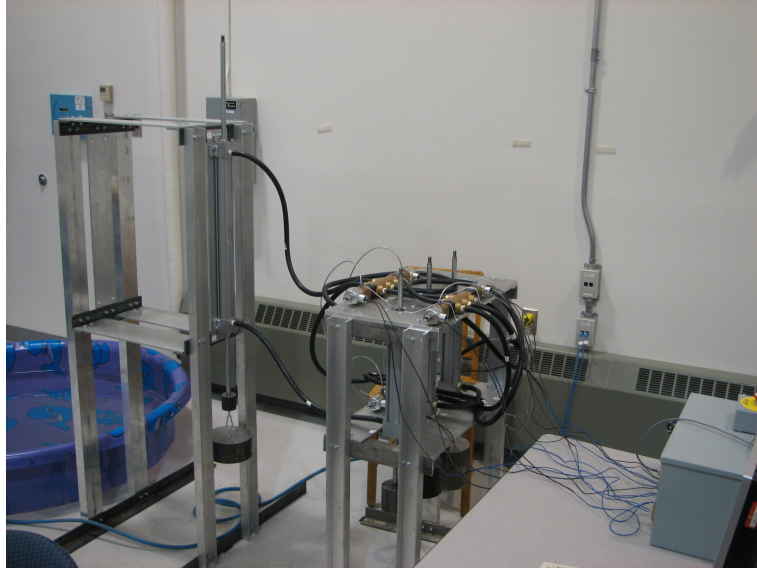


FIG. 4.8 – Prototype.

crite dans le programme, puis les contrepoids P_2 et P_3 sont au besoin activés ou désactivés. Les valves B et C seront dans leur position centrale si les contrepoids sont désactivés, mais dans leur position du bas si les contrepoids sont activés. Cependant, aucune masse ne peut se déplacer puisque la valve A est en position centrale, ce qui bloque tout mouvement.

4. Lorsqu'il y a une charge additionnelle à l'effecteur et que les bons contrepoids sont activés, le système est en équilibre statique. La valve A est dans sa position de droite et toutes les masses intégrées au système sont mobiles.
5. Lorsque la situation nécessite un déplacement indépendant des contrepoids P_2 et P_3 . La valve A est dans sa position centrale ou de gauche, et les valves B et C sont dans leur position supérieure si on veut déplacer le contrepoids qui leur est associé.

4.4 Discussion

L'objectif visé par la construction de ce prototype est de valider le principe de solution qui a été retenu pour l'équilibrage statique. On choisit d'utiliser de l'eau comme fluide hydraulique. C'est un choix qui comporte de nombreux avantages, notamment en ce qui concerne la propreté et la disponibilité du fluide. On doit toutefois composer avec

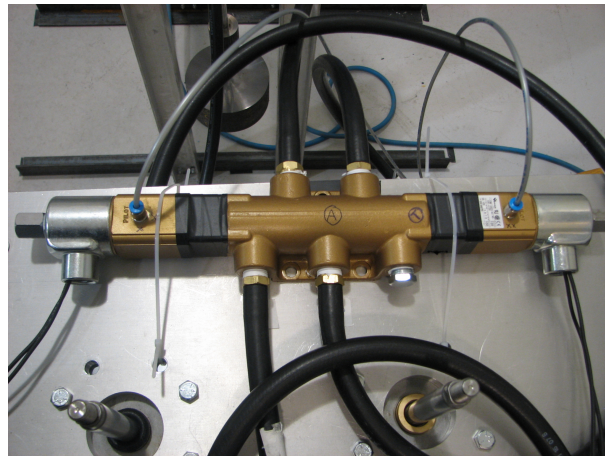
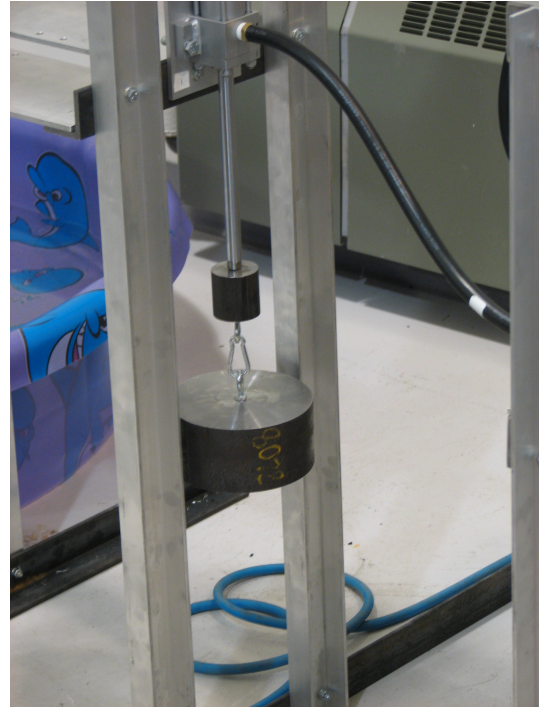
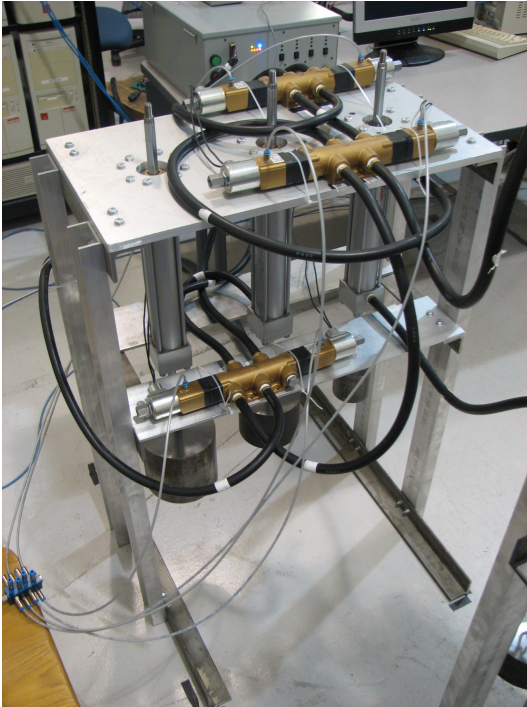


FIG. 4.9 – Éléments du prototype.

une lubrification plus faible, ainsi qu'une plus grande difficulté à trouver des pièces hydrauliques compatibles. Le marché de l'hydraulique à l'eau semble bien plus développé en Europe qu'il ne l'est en Amérique du Nord. En effet, plusieurs fabricants européens ont des gammes de produits hydrauliques conçus pour fonctionner spécifiquement avec l'eau : A3 Technologies, Hauhinco, Danfoss. Par contre, il a été impossible de trouver un fournisseur de ces produits dans la province. Des composantes adéquates étaient néanmoins disponibles. Toutefois, en raison d'un comportement différent de certaines des pièces par rapport à ce qui était prévu, le schéma hydraulique initial a dû être simplifié. Conséquemment, un nombre réduit de charges différentes peuvent être équilibrées. Le système hydraulique est fixé à deux supports qui se sont avérés suffisamment stables pour réaliser des tests. L'effecteur peut se déplacer verticalement sur près d'un demi mètre, en déplaçant des charges équilibrées allant jusqu'à 15 *kg*.

Chapitre 5

Résultats et analyse

Le prototype réalisé au chapitre 4 a révélé quelques problèmes concernant la solution proposée, notamment la présence importante de friction. Ce chapitre présente d'abord les différents joints d'étanchéité du vérin qui sont responsables de cette friction. Des matériaux alternatifs à ceux des joints d'origine sont proposés, puis une série de tests sont effectués en utilisant différentes combinaisons de joints. Les résultats obtenus sont utilisés pour déterminer la meilleure combinaison possible et si celle-ci présente une friction suffisamment faible pour être viable dans le cadre du projet. D'autres problèmes liés au prototype et à ce principe de solution sont finalement présentés.

5.1 Problème de friction

Une certaine friction avait été anticipée dans les vérins en raison des joints d'étanchéité. Cependant, celle qui était présente à la réception des vérins était de loin supérieure aux attentes. Elle était telle qu'il était excessivement difficile de déplacer le piston d'un vérin manuellement. La résistance aurait été encore plus grande avec plusieurs vérins et une fois le système hydraulique rempli. En vue d'une utilisation future, la charge doit pouvoir être déplacée manuellement sans efforts importants. Manifestement, la solution présentée n'est pas satisfaisante si on laisse les vérins dans leur état initial. Il est donc absolument nécessaire de réduire cette friction, ce qui peut être réalisé en changeant les joints d'étanchéité.

5.1.1 Joints d'étanchéité

Trois différents types de joints sont responsables de la friction dans ces vérins. Il y a d'abord les joints de piston, qui empêchent le fluide de passer d'un côté à l'autre du piston. Ce sont dans notre cas des joints en coupelle et on en retrouve deux par vérin, autour du piston. Ils sont en noir, juxtaposés aux bandes oranges, à la figure 5.1. Ensuite, les joints de tige assurent que le fluide ne s'échappe pas par l'ouverture laissant



FIG. 5.1 – Joints de piston.

sortir la tige du cylindre. Les vérins choisis utilisent pour ce faire une garniture chevron à trois anneaux. On les retrouve aux extrémités des cylindres qui sont traversées par la tige. La figure 5.2 présente deux photos. Sur celle de gauche, les joints de tige sont montrés de deux façons : superposés à l'intérieur de la pièce métallique dans laquelle ils s'insèrent normalement, et côte à côte à côté de celle-ci. Bien qu'il y en ait un blanc et deux noirs, les propriétés des trois anneaux sont les mêmes. Sur la photo de droite, une

vue d'ensemble d'un vérin permet de localiser l'emplacement des joints de tige dans ce dernier. Finalement, les joints racleurs agissent comme joints de tige supplémentaires



FIG. 5.2 – Joints de tige.

en plus d'empêcher les impuretés déposées sur la tige de pénétrer dans le cylindre. Ce sont des joints à double rebord et on en retrouve un par extrémité de tige visible. La figure 5.3 présente sur la photo de gauche le joint en question et la pièce dans laquelle il s'insère. Sur la photo de droite, une vue de l'extrémité d'un vérin permet d'identifier leur emplacement.

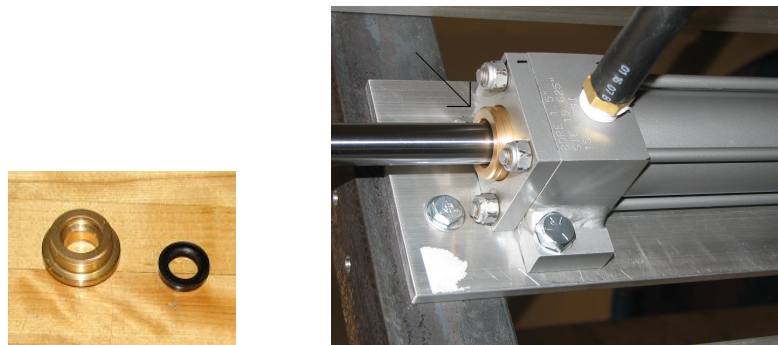


FIG. 5.3 – Joint racleur.

Tous les joints présentés sont initialement en caoutchouc nitrile (Buna-N). Il s'agit d'un matériau qui fonctionne bien lorsque les pressions sont plus élevées dans le système hydraulique. Toutefois, dans le cas présent, les pressions de travail et conséquemment les forces impliquées sont faibles. Il en résulte que la force de friction est trop élevée par rapport à la force d'actionnement requise.

5.2 Tests de friction

5.2.1 Alternatives aux joints en nitrile

Il est possible de démonter les vérins pour remplacer les joints d'étanchéité en nitrile par d'autres joints faits de matériaux ayant un coefficient de friction plus faible. Le tableau 5.1 présente, pour chaque type de joint, les différents matériaux pour lesquels des joints identiques à ceux en nitrile sont facilement disponibles. Il en existe sans

TAB. 5.1 – Matériaux des joints d'étanchéité.

Type de joint	Matériaux
Joint de piston	Nitrile, Nitroxile, Téflon
Joint de tige	Nitrile, Téflon
Joint racleur	Nitrile

doute d'autres que ceux présentés ici. Cependant, il s'agit d'un inventaire assez large pour permettre de déterminer s'il est possible de réduire suffisamment la friction tout en maintenant une bonne étanchéité. La friction doit être assez basse pour permettre facilement l'actionnement manuel du prototype par une personne de force moyenne. Parallèlement au remplacement de certains des joints, il est aussi possible de retirer certains d'entre eux qui ne sont pas nécessaires à l'étanchéité. En effet, les vérins sont conçus pour fonctionner jusqu'à une pression de 1500 *psi*. Les joints sont donc conçus pour résister à une telle pression. Cependant, la pression hydraulique maximale sera bien en deçà de cette valeur, aussi bien dans le prototype que dans l'application visée. Conséquemment, il est probablement possible de retirer certains joints redondants des vérins sans pour autant en compromettre l'étanchéité. Ces deux approches seront testées simultanément pour vérifier jusqu'à quel point la friction peut être diminuée. Les tests effectués et les résultats obtenus sont présentés dans les sections suivantes.

5.2.2 Tests effectués

Puisque le système à quatre vérins est relativement complexe à monter, il n'est pas utilisé pour réaliser les tests de friction. On utilise plutôt 2 autres vérins que l'on fixe

sur les emplacements libres du support 1. Ce sont des vérins à simple tige dont les diamètres respectifs des pistons et des tiges sont de $1\frac{1}{2} po$ et $\frac{5}{8} po$. Ils fonctionnent également à l'eau et ont une course de $19\frac{5}{8} po$. Ce sont les modèles LH21 et LH42 du catalogue, que l'on nommera respectivement les vérins U et Q.

À partir des différents joints disponibles, on cherche à tester plusieurs combinaisons qui permettront, si possible, de quantifier l'apport en friction de chaque joint d'étanchéité et de déterminer la combinaison optimale à utiliser. Le tableau 5.2 présente, pour chacun des tests, la combinaison de joints qui a été utilisée. La quantité de joints de tige y est indiquée entre parenthèses, à la suite du matériau. Lorsque des joints de tige sont retirés du vérin, il peut être préférable de les remplacer par des joints toriques en caoutchouc, dont le diamètre intérieur est plus grand que celui des joints de tige. Cela a pour effet de combler l'espace laissé vide tout en n'entrant pas en contact avec la tige, ce qui ne cause donc pas de friction additionnelle. Lorsque c'est le cas, la quantité de joints toriques (JT) ajoutée est aussi inscrite entre parenthèses.

TAB. 5.2 – Combinaisons de joints d'étanchéité testées.

Combinaison testée	Joints de piston (Quantité : 2)	Joints de tige (Quantité : 1 à 3)	Joint racleur (Quantité : 1)	Longueur de boyau (m)
1	Nitrile	Nitrile (3)	-	1,24
2	Nitrile	Nitrile (1 + 2 JT)	-	1,68
3	Nitroxile	Nitrile (3)	-	1,60
4	Nitroxile	Nitrile (2)	-	1,21
5	Nitroxile	Nitrile (2 + 1 JT)	-	1,38
6	Nitroxile	Nitrile (1 + 2 JT)	-	1,72
7	Nitroxile	Nitrile (1 + 2 JT)	Nitrile	1,49
8	Nitroxile	Téflon (2)	-	1,70
9	Téflon	Téflon (3)	-	1,38
10	Téflon	Téflon (2)	-	1,59
11	Téflon	Téflon (1 + 2 JT)	-	1,43
12	Téflon	Nitrile (1 + 2 JT)	-	1,31

Les douze combinaisons sont testées pour deux situations. Premièrement, on mesure la friction pour le vérin Q seul. Les ports du vérin sont alors ouverts et celui-ci ne contient pas d'eau. Il s'agit du test X. Deuxièmement, on mesure la friction pour le

ystème hydraulique représenté à la figure 5.4, où les vérins U et Q sont simplement connectés l'un à l'autre par des boyaux hydrauliques. Le système est rempli avec de l'eau et il s'agit cette fois du test Y. La longueur totale de boyau utilisée pour chaque

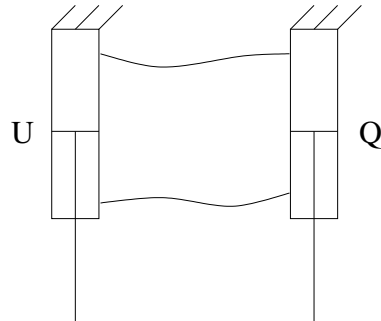


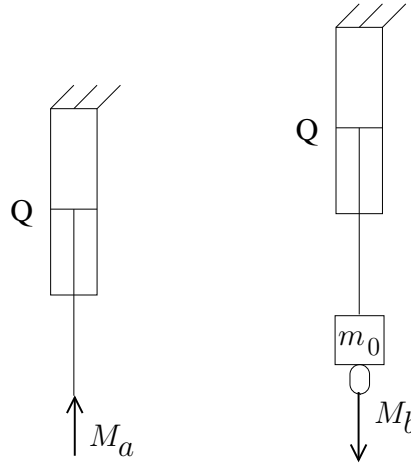
FIG. 5.4 – Test Y.

test est notée dans la dernière colonne du tableau 5.2. Puisque l'air offre une résistance négligeable au déplacement du piston, le test X permet d'isoler la mesure de la friction dans les vérins. De son côté, le test Y mesure simultanément cette friction et la résistance causée par la présence du fluide dans le système.

Les mesures de résistance sont prises avec un dynamomètre. Une force est exercée sur la tige du vérin Q jusqu'à ce que celle-ci se mette en mouvement. La mesure indiquée par le dynamomètre indique donc la force requise pour vaincre la résistance statique. Un délai de 10 secondes est respecté entre deux mesures consécutives pour permettre de créer à chaque reprise des conditions statiques similaires. Pour chaque test de chaque combinaison, deux mesures différentes sont effectuées à cinq reprises chacune. La prise de la mesure M_a s'effectue en poussant sur l'extrémité de la tige, tandis que la prise de la mesure M_b s'effectue en tirant sur la tige. Pour pouvoir effectuer cette dernière, on doit utiliser le crochet et la masse m_0 qui servent à suspendre les charges du prototype. Le crochet permet d'avoir une prise pour tirer. La figure 5.5 illustre les deux méthodes pour le test X.

5.2.3 Résultats

Les mesures prises doivent être ajustées pour compenser l'effet du poids de certaines composantes. À la mesure M_a du test X, on doit soustraire le poids de l'ensemble tige-piston puisqu'il s'oppose à la force mesurée. La masse de cette pièce est $m_{tp} =$

FIG. 5.5 – Mesures M_a et M_b .

0,965 kg. À la mesure M_b du test X, on doit ajouter le poids de l'ensemble tige-piston et celui de $m_0 = 0,757$ kg étant donné que la gravité est dans la même direction que la force mesurée. Pour le test Y, les ensembles tige-piston des deux vérins s'équilibrent mutuellement et on n'a donc pas à en tenir compte. Si on note F_a et F_b les valeurs ajustées de la résistance en kg, on obtient

$$F_a = M_a - m_{tp} \quad (5.1)$$

$$F_b = M_b + m_{tp} + m_0 \quad (5.2)$$

pour le test X et

$$F_a = M_a \quad (5.3)$$

$$F_b = M_b + m_0 \quad (5.4)$$

pour le test Y.

En résumé, pour chaque combinaison de joints d'étanchéité, les tests X et Y sont réalisés. Pour chacun de ces tests, 5 mesures M_a et 5 mesures M_b sont effectuées. La valeur retenue pour un type de mesure d'un test donné est la valeur moyenne des 5 mesures. À partir de ces valeurs moyennes M_a et M_b , on calcule les valeurs de résistance F_a et F_b en utilisant les équations (5.1) et (5.2) ou (5.3) et (5.4), selon le cas. Finalement, la résistance statique au mouvement pour un test X ou Y d'une combinaison de joints d'étanchéité donnée est la valeur moyenne de F_a et F_b . S'il s'agit d'un test X, la résistance correspond à la friction dans le vérin. S'il s'agit cependant d'un test Y, cette résistance correspond à la somme de la friction et de la résistance causée

par le fluide et les différentes garnitures qui restreignent son passage. Les résultats obtenus pour tous les tests sont présentés dans le tableau 5.3. Il est à noter que toutes les mesures ont été effectuées sans contrepoids ni charge additionnelle. De plus, les résultats sont tous présentés en *kg* afin de faciliter leur comparaison avec les masses des charges et des contrepoids.

TAB. 5.3 – Résultats des tests de friction.

Combinaison testée	Friction (test X) (kg)	Résistance (test Y) (kg)	Différence (kg)
1	11,3	23,3	12,0
2	7,8	13,9	6,1
3	8,8	18,0	9,2
4	5,3	9,1	3,8
5	7,2	13,5	6,3
6	4,7	9,6	4,9
7	5,7	12,5	6,8
8	4,4	8,3	3,9
9	10,3	16,3	6,0
10	8,9	14,4	5,5
11	7,2	12,5	5,3
12	6,6	12,5	5,9

À titre de comparaison, des mesures de friction ont également été prises sur le prototype du chapitre 4. Les joints d'étanchéité des 4 vérins étaient ceux de la combinaison 6. Lorsque seuls les vérins 0 et 1 sont intégrés au système, la résistance est de 9,25 *kg*, ce qui est similaire à la résistance de 9,6 *kg* obtenue pour le test Y de la combinaison 6. Lorsque les 4 vérins sont intégrés au système, la résistance augmente à 11,75 *kg*. Le tableau 5.4 présente ces résultats.

5.2.4 Analyse des résultats

Les 5 mesures M_a ou M_b d'un test en particulier ont parfois des écarts non négligeables entre elles. D'une part, ces écarts peuvent être dus à la prise de mesure, qui

TAB. 5.4 – Mesures de résistance du prototype.

Situation	Nombre de vérins	Longueur de boyau (m)	Résistance (kg)
À vide	2	2,75	9,25
Charge maximale	4	8,61	11,75

est effectuée manuellement. Si la force exercée par le dynamomètre est décentrée par rapport à l'axe de la tige du vérin ou si elle n'y est pas parallèle, la mesure de la force nécessaire pour occasionner un mouvement sera amplifiée. D'autre part, il est possible que la valeur de résistance que l'on cherche à mesurer varie légèrement en raison de facteurs physiques du montage. C'est pour ces raisons que la moyenne de plusieurs valeurs est utilisée. Même s'il subsiste des imprécisions dans les résultats, cela n'est pas très important puisque l'on ne cherche qu'à quantifier approximativement la friction et la résistance dans le système. Cette imprécision fait toutefois en sorte que les résultats obtenus ne sont pas tous cohérents entre eux.

Afin de déterminer la meilleure combinaison de joints d'étanchéité à utiliser, on cherche à déterminer la contribution de chacun au frottement total. Le tableau 5.5 fait correspondre à chaque joint utilisé une variable qui sera par la suite utilisée pour y faire référence. Puisque l'on s'attarde ici à la friction, ce sont les résultats des tests X

TAB. 5.5 – Nomenclature des joints d'étanchéité.

Type de joint	Variable
Joint de piston en nitrile	N_p
Joint de piston en nitroxile	O_p
Joint de piston en téflon	T_p
Joint de tige en nitrile	N_t
Joint de tige en téflon	T_t
Joint racleur en nitrile	N_r

qui nous intéressent. Idéalement, on voudrait attribuer à chaque variable du tableau 5.5 une valeur de friction de telle sorte que pour chaque combinaison, la somme des valeurs de friction des joints soit égale à la friction mesurée. Cependant, c'est impossible à réaliser en raison de l'incohérence des résultats. Une alternative consiste à attribuer aux variables des valeurs qui minimisent la somme des écarts entre la friction ainsi calculée

et la friction mesurée. On définit à cet effet une fonction objectif λ qui représente la somme des carrés des écarts en question.

$$\begin{aligned} \lambda = & [11,3 - (2N_p + 3N_t)]^2 + [7,8 - (2N_p + N_t)]^2 + [8,8 - (2O_p + 3N_t)]^2 \\ & + [5,3 - (2O_p + 2N_t)]^2 + [7,2 - (2O_p + 2N_t)]^2 + [4,7 - (2O_p + N_t)]^2 \\ & + [10,3 - (2T_p + 3T_t)]^2 + [8,9 - (2T_p + 2T_t)]^2 + [7,2 - (2T_p + T_t)]^2 \\ & + [6,6 - (2T_p + N_t)]^2 + [4,4 - (2O_p + 2T_t)]^2 \end{aligned} \quad (5.5)$$

La fonction λ n'utilise pas le résultat de la combinaison 7. Cette combinaison est identique à la 6, sauf qu'on y a ajouté un joint racleur. En prenant la différence de friction entre les deux tests, on obtient alors directement la friction due à N_r :

$$N_r = 5,7 - 4,7 = 1 \text{ kg}. \quad (5.6)$$

Pour trouver la valeur optimisée des cinq autres variables, on minimise la fonction λ . Ainsi, on calcule d'abord les dérivées partielles de λ par rapport à chacune des variables. Puisque l'on cherche un extremum de la fonction λ , on pose toutes ces dérivées égales à 0 :

$$\frac{\partial \lambda}{\partial N_p} = 16N_p + 16N_t - 76,4 = 0 \quad (5.7)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial O_p} = 40O_p + 32N_t + 8T_t - 121,6 = 0 \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial T_p} = 32T_p + 4N_t + 24T_t - 132 = 0 \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial N_t} = 16N_p + 32O_p + 4T_p + 58N_t - 208,8 = 0 \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial T_t} = 8O_p + 24T_p + 36T_t - 129,4 = 0. \quad (5.11)$$

On obtient alors un système de 5 équations à 5 inconnues que l'on peut résoudre pour obtenir les valeurs recherchées :

$$N_p = 2,67 \text{ kg} \quad (5.12)$$

$$O_p = 1,04 \text{ kg} \quad (5.13)$$

$$T_p = 2,68 \text{ kg} \quad (5.14)$$

$$N_t = 2,10 \text{ kg} \quad (5.15)$$

$$T_t = 1,58 \text{ kg}. \quad (5.16)$$

Pour s'assurer que les valeurs obtenues correspondent bel et bien à un minimum, on

calcule la matrice des dérivées secondes H :

$$H = \begin{bmatrix} 16 & 0 & 0 & 16 & 0 \\ 0 & 40 & 0 & 32 & 8 \\ 0 & 0 & 32 & 4 & 24 \\ 16 & 32 & 4 & 58 & 0 \\ 0 & 8 & 24 & 0 & 36 \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

Puisque cette matrice est définie positive, on en conclut que l'extrémum trouvé est effectivement un minimum. De plus, pour une petite variation de chacune des variables, on constate que la valeur de λ augmente dans tous les cas, ce qui confirme la conclusion précédente. Si κ_i représente la différence absolue, en kg , entre la valeur de friction mesurée et la valeur de friction calculée pour la combinaison i , les résidus sont alors

$$\begin{array}{llllll} \kappa_1 = 0,35 & \kappa_2 = 0,35 & \kappa_3 = 0,41 & \kappa_4 = 0,99 & \kappa_5 = 0,91 & \kappa_6 = 0,51 \\ \kappa_7 = 0 & \kappa_8 = 0,84 & \kappa_9 = 0,21 & \kappa_{10} = 0,39 & \kappa_{11} = 0,26 & \kappa_{12} = 0,86. \end{array}$$

Ces derniers sont tous inférieurs à l'unité, ce qui indique que les résultats obtenus sont plausibles.

On réalise que le joint de piston entraînant le moins de friction est sans contredit celui en nitroxile. Ceux en nitrile et en téflon produisent plus du double de la friction produite par le joint O_p . Il est toutefois important de spécifier que les joints T_p ont dû être coupés en deux pour être installés. Étant donné que le téflon, contrairement aux autres matériaux utilisés, n'est pas du tout élastique, il était impossible de mettre ces joints en place sans les couper ou sans modifier les vérins. La première option a été choisie par simplicité. Cette décision modifie probablement le serrage entre le joint et le cylindre. De plus, elle peut être la raison pour laquelle ces joints ne sont pas complètement étanches. En effet, les seuls joints de piston qui ont laissé passer l'eau d'un côté à l'autre du piston sont ceux en téflon. Après quelques cycles, il pouvait y avoir une différence de déplacement de 2 à 4 centimètres entre les deux vérins. Peut-être que si ces joints étaient installés sans modification, ils offriraient la meilleure performance. Cela exigerait par contre un design de cylindre particulier, sans compter que rien n'assure que la friction serait alors moindre que pour les joints en nitroxile. Conséquemment, l'utilisation des joints de piston O_p est considérée la meilleure solution.

En ce qui concerne les joints de tige, ce sont ceux en téflon qui présentent les meilleures performances, la friction des joints en nitrile étant légèrement supérieure. À la

lumière des tests effectués, il semble que pour l'application concernée, les trois étages ne soient pas tous nécessaires. Avec deux étages, les joints de tige sont encore bien étanches. Avec un seul étage, on voit des gouttelettes d'eau s'échapper occasionnellement et glisser le long de la tige. Cela se produit lorsqu'une accélération importante est produite. L'idéal pour cette application serait donc d'utiliser deux étages. Suite à cette décision, on a la possibilité de remplacer le joint retiré par un joint torique. Cela a pour effet d'écraser davantage les joints de tige, ce qui augmente la pression entre ceux-ci et la tige. Par conséquent, l'étanchéité est meilleure, mais la friction est également plus importante. Puisque les tests avec deux étages et sans joints toriques étaient concluants et étanches, la solution optimale est donc de n'utiliser que deux joints T_t .

Si le système robotisé est utilisé dans un environnement propre ne contenant pratiquement pas de poussière, alors les joints racleurs ne sont pas requis. Aux pressions utilisées, les vérins n'en ont pas besoin pour être étanches. Il n'est donc pas nécessaire d'utiliser de joint N_r .

En combinant les choix déterminés optimaux lors des paragraphes précédents, on se retrouve exactement avec la combinaison de joints d'étanchéité 8. Pour le système hydraulique du test Y, la résistance statique minimale est donc de 8.3 kg. Il s'agit tout de même d'une valeur importante, qui est trop élevée pour un actionnement manuel facile de l'opérateur. De plus, il faut s'attendre à ce que cette résistance soit encore plus élevée pour un système hydraulique plus complexe.

Le test Y fournit des valeurs de résistance totale du système à deux vérins. Puisque ces mesures sont effectuées à la limite du mouvement, elles n'incluent pas les pertes de charges associées au déplacement du fluide. En effet, ces pertes de charges sont proportionnelles au carré de la vitesse moyenne du fluide. Puisque le fluide n'est pas en mouvement au moment de la mesure, les pertes de charges sont alors nulles. La valeur de résistance mesurée correspond donc à la somme de la friction cumulative due aux joints d'étanchéité dans les deux vérins et de la force requise pour l'accélération du système. Cette accélération est la plus faible possible qui mette le système en mouvement. Puisqu'aucune masse n'est ajoutée, la force associée à cette accélération devrait être très faible. Globalement, le résultat du test Y devrait être légèrement supérieur au double de celui du test X, en raison de la friction cumulative des deux vérins et de la force requise pour vaincre la résistance et initier le mouvement. Il en est cependant autrement, alors que pour les 12 combinaisons testées, le ratio entre les résultats des

tests Y et X varie entre 1,61 et 2,06, la plupart des combinaisons ayant un ratio inférieur à 2. Probablement que la présence d'eau dans les vérins produit une certaine lubrification qui diminue le frottement des joints d'étanchéité.

Les tests effectués sur le prototype, dont les résultats sont présentés dans le tableau 5.4, semblent pour leur part démontrer que la friction de différents vérins d'un même circuit n'est pas additive. Lorsque seulement 2 vérins font partie du système, la résistance est de 9,25 *kg*. Cependant, lorsque les quatre vérins font partie du système, la résistance n'est que de 11,75 *kg*. Cela signifie que l'ajout de deux vérins supplémentaires au système n'ajoute pas plus de 2,5 *kg* de frottement, malgré que quatre joints O_p et deux joints N_t de plus en fassent partie. Cette non additivité pourrait expliquer le ratio inférieur à 2 entre les tests Y et X. Malgré tout, même si des vérins supplémentaires n'ajoutent que peu de résistance au système, il n'en demeure pas moins que la résistance totale est importante et que par conséquent, l'utilisation de cette solution dans le contexte étudié serait difficile.

5.2.5 Autres aspects à considérer

Mis à part la friction, d'autres aspects représentent également des défis quant à l'utilisation de la solution retenue.

L'approvisionnement de pièces hydrauliques pour le fonctionnement à l'eau doit d'abord être simplifié. Il a été difficile de se procurer les vérins et les valves utilisées pour le prototype. Peu de distributeurs offrent de tels produits et lorsqu'ils le font, il s'agit de commandes spéciales qui mettent plus de temps à être livrées que les composantes habituelles. Tel que mentionné précédemment, le marché de l'hydraulique à l'eau semble plus développé en Europe, où plusieurs fabricants sont spécialisés dans ce domaine. Toutefois, ces produits ne sont pas distribués dans la région de Québec et il est probable qu'il ne soit pas évident de les obtenir en Amérique du Nord. Mis à part ce problème, les pièces qui ont été utilisées présentent de toute façon trop de résistance au mouvement. Peut-être qu'il aurait été préférable d'utiliser des vérins pneumatiques de plus faible dimension.

Le remplissage du prototype et la propreté du fluide sont également à considérer.

Pour le prototype, le système hydraulique a été rempli en submergeant toutes les composantes sous l'eau, ce qui entraîne plusieurs difficultés. D'abord, il faut se procurer et remplir d'eau un bassin suffisamment grand pour que tout le système puisse y être plongé en même temps. À ce moment, les différentes pièces ne sont cependant pas fixées aux supports. Une fois qu'elles sont reliées entre elles et remplies d'eau, il faut sortir le système, le sécher et le fixer aux supports. C'est une étape qui demande force et coordination. Un total de six personnes ont été nécessaires pour réaliser cette étape, étant donné le nombre significatif de pièces (4 vérins et 3 valves) à transporter simultanément. De plus, l'eau du bassin a rapidement perdu de sa limpidité. Le fluide contenu dans le système était donc parsemé de débris de toute sorte, ce qui nuit au bon fonctionnement du système et peut occasionner de la résistance additionnelle. Sans compter que cette technique finit par entraîner la corrosion des pièces externes des vérins. La méthode qui fut utilisée est donc impensable dans un contexte industriel. Il serait nécessaire de monter le système sur les supports sans eau, puis de le remplir en utilisant une pompe hydraulique. Par un système d'embranchements, cette pompe pourrait être exclue du système une fois l'opération de remplissage terminée. Cela simplifierait grandement l'installation tout en permettant une eau beaucoup plus propre.

Enfin, il est important de discuter de la durée de vie du système. Même si les composantes choisies sont conçues pour être utilisées avec l'eau, de la corrosion s'est développée à l'intérieur des cylindres, comme en témoignent les images de la figure 5.6. On se doit de mentionner que le système a été au repos pendant quelques semaines avant ces constatations. Peut-être qu'avec une utilisation continue, la corrosion ne serait pas apparue aussi vite. Néanmoins, on est en mesure de se demander si une composante, vieille de quelques mois tout au plus et sur laquelle apparaît de la rouille, est réellement apte à travailler avec de l'eau. Qu'en sera-t-il après quelques années d'utilisation ? Si les composantes doivent être changées aussi fréquemment, cela pose un problème. De plus, des dépôts s'apparentant à de la moisissure sont également apparus dans les vérins, ce qui peut nuire à l'écoulement du fluide. Encore une fois, cela peut avoir été causé par l'inactivité prolongée du système. Il est aussi probable que l'ajout d'un additif quelconque à l'eau puisse aider à éviter ce type de problème.



FIG. 5.6 – Corrosion interne.

5.3 Discussion

Le principal défi relié à l'utilisation d'un système hydraulique passif est la friction dans les vérins. Cette friction, qui est due aux joints d'étanchéité, nuit au bon fonctionnement du système. Une avenue qui a été explorée afin de la réduire est le remplacement des joints originaux par des joints faits d'un matériau avec un coefficient de friction plus faible. Différentes combinaisons de joints ont été testées et il a effectivement été possible de diminuer la friction dans le système. Cependant, cette friction demeure relativement importante. Si on considère que l'objectif visé consiste à aider un opérateur à actionner pratiquement sans efforts le mouvement vertical d'une charge importante, cette solution ne convient pas. De plus, la friction est un phénomène irrégulier qui pourrait difficilement être compensé par un actionneur. La nécessité d'avoir recours à un système hydraulique complique également les choses quand vient le temps de penser à une possible utilisation industrielle.

Conclusion

L'objectif principal du projet réalisé conjointement par General Motors et le Laboratoire de robotique de l'Université Laval est de concevoir un système robotisé coopératif pouvant être utilisé aussi bien en mode autonome qu'en mode coopération. Dans les premières années du projet, l'étude est d'abord limitée à un système à 4 degrés de liberté. Afin de réduire la taille des actionneurs et ainsi améliorer la sécurité, il est proposé de réaliser l'équilibrage statique du manipulateur. Pour être en mesure de conserver l'équilibre statique pour différentes charges à l'effecteur, cet équilibrage doit également être adaptatif. Ce projet de maîtrise consistait à proposer différentes architectures pour l'équilibrage statique, à évaluer la qualité de ces dernières, puis à choisir la meilleure d'entre elles pour ensuite concevoir un prototype permettant d'en tester la faisabilité.

L'équilibrage statique peut être réalisé de deux manières distinctes : avec des éléments élastiques ou avec des contrepoids. L'utilisation d'éléments élastiques a d'abord été étudiée. Les plus connus sont les ressorts de tension, qui produisent un équilibre parfait. Les ressorts à force constante ne permettent qu'un équilibre statique partiel, mais il est possible d'optimiser l'architecture pour que le couple résultant soit faible. Un autre type de ressort, en torsion cette fois, ne produit lui aussi qu'un équilibre partiel et son optimisation est plus complexe. Globalement, les ressorts sont cependant trop faibles pour pouvoir équilibrer, pour un grand déplacement vertical, les charges importantes à mouvoir le long d'une chaîne de montage automobile. Une poutre est un autre type d'élément élastique qui présente une raideur de loin supérieure aux ressorts.

L'utilisation d'une poutre en torsion est intéressante, mais cette solution ne produit qu'un équilibrage partiel en plus de présenter certaines difficultés supplémentaires.

L'intérêt s'est ensuite porté sur l'utilisation de contrepoids. Cette méthode est plus simple, mais comporte le désavantage d'ajouter passablement de masse au système. Pour des vitesses et des accélérations typiques, l'effet de la masse supplémentaire sur la dynamique du système a été étudié. Bien qu'il soit possible d'en diminuer l'impact, cet ajout de masse augmente sensiblement la taille des actionneurs requis. Par contre, il est aussi possible de déporter les contrepoids afin qu'ils agissent de façon indirecte sur le système. Cela peut être accompli par un système hydraulique passif ne comportant que des vérins et des boyaux. En ajoutant des valves directionnelles stratégiquement positionnées, il est en plus possible d'adapter cet équilibrage en activant ou en désactivant certains vérins du système.

En fin de compte, c'est la solution utilisant des contrepoids indirects et un système hydraulique passif qui a été jugée la plus apte à réaliser l'équilibrage statique dans le contexte du projet. Son mode de fonctionnement précis a été établi, de même que les différentes conditions nécessaires à l'équilibre statique. La solution a été analysée quant à son comportement dynamique et fréquentiel et les résultats obtenus ont été jugés satisfaisants.

On a donc procédé à la réalisation d'un prototype visant à tester cette solution. Pour le système hydraulique, l'eau a été choisie comme fluide, notamment en raison de sa propriété. La charge à déplacer ainsi que son déplacement vertical ont été choisis assez grands pour bien représenter une situation réelle. Le choix des composantes hydrauliques requises fut passablement compliqué en raison des contraintes liées au fluide. De plus, certaines des composantes ne se sont pas comportées tel que prévu, ce qui a forcé une modification du système hydraulique initialement prévu.

Néanmoins, le prototype s'est avéré fonctionnel, permettant de tester la solution. Le principal problème rencontré a été la friction initialement présente dans les vérins, causée par les joints d'étanchéité trop performants pour l'application visée. Il fut donc nécessaire de trouver des joints conçus en d'autres matériaux présentant un coefficient de friction plus faible. Différentes combinaisons ont été testées, ce qui a permis d'associer à chaque joint une force de friction correspondante approximative. Surtout, cela a permis de réduire suffisamment la friction dans les vérins pour que le prototype

puisse fonctionner adéquatement. Malgré tout, même la combinaison optimale de joints d'étanchéité produit encore une friction importante, sans oublier les difficultés liées au fluide hydraulique, au montage du prototype et à son utilisation. Le problème avec la friction dans les vérins est qu'elle est reliée à leur étanchéité. Les vérins utilisés étant destinés à une utilisation à pression élevée, il est normal que leurs joints soient conçus pour être très étanches et qu'ils produisent donc une friction importante. À la lumière des tests effectués, cette dernière est sans doute due autant au matériau des joints qu'à la forme et la disposition de ceux-ci. C'est pourquoi une autre solution pour diminuer le frottement serait d'utiliser des vérins plus petits, conçus pour n'être étanches qu'à basse pression. Par exemple, l'utilisation de vérins pneumatiques de faible dimension, qui sont typiquement destinés à une utilisation à faible pression, donnerait sans doute de meilleurs résultats. Le problème pourrait aussi être contourné en diminuant l'impact négatif de la friction dans le système. Il serait intéressant d'étudier la possibilité d'augmenter l'effet mécanique de l'utilisateur et de la charge sur les contrepoids, ce qui aurait pour effet de diminuer l'importance des forces de friction par rapport aux autres forces présentes dans le système.

Quoi qu'il en soit au niveau de la friction, le prototype a démontré que la méthode proposée était efficace pour équilibrer statiquement une charge. En effet, il n'était pas plus difficile de déplacer l'effecteur avec charge maximale que sans charge. Malheureusement, la résistance est trop élevée pour permettre un mode d'opération coopératif où l'opérateur actionne facilement le mouvement vertical par sa propre force. Cependant, cette méthode d'équilibrage statique pourrait être utilisée pour d'autres applications nécessitant un équilibrage statique d'un degré de liberté. Elle est particulièrement pertinente pour des situations où la charge à équilibrer est très importante. Si, de surcroît, le mécanisme doit être actionné par un moteur en tout temps, alors la friction n'est plus aussi critique. Il serait aussi pratique que l'actionneur n'ait pas à se déplacer dans le plan xy . Il s'agit d'un point qui n'a pas été traité auparavant étant donné l'architecture du prototype, mais le déplacement des extrémités des sections de boyaux peut être problématique. Supposons que les contrepoids sont fixés à un support immobile, mais que l'effecteur peut subir d'importants déplacements dans les directions x et y . Les deux boyaux reliant le vérin de l'effecteur au reste du système hydraulique doivent être suffisamment longs pour couvrir la distance la plus longue possible. En même temps, lorsque l'effecteur se rapproche à la plus courte distance possible du système d'équilibrage, les boyaux doivent s'enrouler ou se replier sur eux-mêmes sans se mêler au mécanisme et sans que cela ne bloque le passage du fluide. C'est un défi qui n'est

pas évident et qui peut entraîner sa part de problèmes.

Lors de la réalisation du prototype, l'eau a été choisie comme fluide hydraulique. Il est cependant à noter que n'importe quel fluide hydraulique pourrait être utilisé pour la conception d'un système semblable. Si on opte pour de l'huile, il sera évidemment plus facile de trouver les composantes hydrauliques recherchées en raison de leur plus grande disponibilité. Toutefois, si on désire utiliser l'eau, une alternative aux vérins en acier pourrait être bientôt disponible : l'hydraulique à l'eau à basse pression (*Low-pressure water hydraulics*, ou LPWH) [29]. Il s'agit d'une technologie récente conçue pour fonctionner à des pressions de travail maximales de 50 bar, donc davantage adaptée aux besoins de ce projet. Des recherches sont effectuées à ce sujet au *Department of Intelligent Hydraulics and Automation* à la *Tampere University of Technology*, en Finlande.

Dans le cadre du projet avec GM, une autre solution pour l'équilibrage statique a été développée par les membres de l'équipe. Il s'agit d'une architecture avec un seul contrepoids, qui est relié à la charge par un système de câbles et de poulies. Le contrepoids est situé sur un court rail horizontal et l'extrémité de ce rail est attachée à un câble. En se déplaçant le long du rail, le contrepoids modifie la tension dans le câble, qui peut donc être ajustée afin d'équilibrer la charge à l'effecteur. En choisissant judicieusement les poulies et le type de câble, la friction résultante est très faible.

Bien que le concept d'équilibrage statique soit bien connu et qu'il soit utilisé avantageusement dans plusieurs applications courantes, il en est autrement concernant l'équilibrage statique adaptatif. Peu d'applications de tels systèmes sont connues à ce jour. Ce mémoire propose certaines méthodes pour réaliser l'équilibrage statique adaptatif d'un mécanisme à 4 degrés de liberté, dont un seul de ces degrés doit être équilibré. Certaines méthodes permettent d'obtenir un équilibre parfait, tandis que d'autres doivent se contenter d'un équilibre partiel. L'effort résultant, qui doit alors être repris par les actionneurs, peut cependant être minimisé par une optimisation de l'architecture de ces mécanismes. Pour certaines applications ayant des contraintes particulières, l'équilibrage adaptatif peut présenter des difficultés supplémentaires. Dans le cas du présent projet, la charge importante, le grand déplacement vertical et les exigences particulières de la compagnie GM ont fait en sorte que certaines solutions n'ont pu être utilisées. Ces solutions pourraient par contre être valides dans d'autres situations où des contraintes différentes s'appliquent. Il faut aussi garder en tête que pour certaines applications, un

manipulateur à 4 degrés de liberté n'est pas suffisant. On doit alors se tourner vers des manipulateurs à 5 ou 6 degrés de liberté. L'équilibrage statique des deux degrés de libertés supplémentaires en rotation représente un défi intéressant. L'objectif ultime du projet en cours est justement de réaliser un prototype d'un robot à 6 degrés de liberté avec équilibrage statique adaptatif. La solution qui sera alors élaborée dépendra elle aussi des contraintes spécifiques au projet. Des solutions différentes de celle retenue, mais tout aussi efficaces, seront sans doute développées. Elles pourront donner naissance à de nouvelles applications de l'équilibrage statique adaptatif. Après tout, il s'agit d'un concept qui n'en est encore relativement qu'à ses débuts. Il est à souhaiter que des projets comme celui-ci contribueront à améliorer les conditions de travail et la qualité de vie de nombreuses personnes. En effet, en plus des avantages déjà mentionnés, l'équilibrage statique, particulièrement lorsqu'il est adaptatif, permet de réduire la consommation d'énergie d'un système robotisé. Pour une compagnie, cela se traduit par des coûts d'opération moins élevés, ce qui représente un bénéfice important. Mais d'un point de vue plus global, économiser l'énergie contribue aussi à la préservation de l'environnement, une préoccupation qui est maintenant, et avec raison, plus importante que jamais auparavant.

Bibliographie

- [1] Makino, H. and Furuya, N., ‘SCARA Robot and its Family’, Proceedings of the International Conference on Assembly Automation, Boeblingen, Germany, pp. 433–444, 1982.
- [2] Laliberté, T., Gosselin, C. and Jean, M., ‘Static Balancing of 3-DOF Planar Parallel Mechanism’, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 4, No. 4, pp. 363-376, 1999.
- [3] Gosselin, C., Wang, J., ‘On the design of statically balanced motion bases for flight simulators’, AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit, AAIA-98-4364, Boston, MA, August 10-12, 1998.
- [4] Wang, J., Gosselin, C.M., ‘Static Balancing of Spatial three-degree-of-freedom parallel mechanisms’, Mechanism and Machine Theory 34, pp. 437-452, 1999.
- [5] Gosselin, C., Wang, J., ‘Static Balancing of Spatial Six-Degree-of-Freedom Parallel Mechanisms with Revolute Actuators’, Journal of Robotic Systems, Vol. 17, No. 3, pp. 159-170, 2000.
- [6] Gosselin, C., 1999, ‘Static Balancing of Spherical 3-DoF Parallel Mechanisms and Manipulators’, The International Journal of Robotics Research, Vol. 18, No. 8, pp. 819-829, 1999.
- [7] Herder, J.L., ‘Energy-free Systems : Theory, Conception and Design of Statically Balanced Spring Mechanisms’, Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2001.

- [8] Bonello, P., Brennan, M.J. and Elliott, S.J., 'Vibration control using an adaptive tuned vibration absorber with a variable curvature stiffness element', Institute of Physics Publishing, Smart Materials and Structures, No. 14, pp. 1055-1065, 2005.
- [9] Ribakov, Y., 'Semi-active predictive control of non-linear structures with controlled stiffness devices and friction dampers', The structural design of tall and special buildings, No. 13, pp. 165-178, 2004.
- [10] Nagarajaiah, S., Sahasrabudhe, S., 'Seismic response control of smart sliding isolated buildings using variable stiffness systems : An experimental and numerical study', Earthquake engineering and structural dynamics, No. 35, pp. 177-197, 2006.
- [11] Cronjé, J.M., Heyns, P.S., Theron, N.J. and Loveday, P.W., 'Development of a Variable Stiffness and Damping Tunable Vibration Isolator', Journal of Vibration and Control, 11, pp. 381-396, 2005.
- [12] Walsh, P.L. and Lamancusa, J.S., 'A Variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations', Journal of Sound and Vibration, 158(2), pp. 195-211, 1992.
- [13] Deo, H.V. and Suh, N.P., 'Axiomatic Design of Customizable Automotive Suspension', Proceedings of ICAD 2004, The Third International Conference on Axiomatic Design, ICAD-2004-38, Seoul, June 21-24, 2004.
- [14] Hollander, K.W., Sugar, T.G. and Herring, D.E., 'Adjustable Robotic Tendon using a "Jack Spring"TM', Proceedings of the 2005 IEEE, 9th International Conference on Rehabilitation Robotics, Chicago, June 28-July 1, 2005.
- [15] Tonietti, G., Schiavi, R. and Bicchi, A., 'Design and Control of a Variable Stiffness Actuator for Safe and Fast Physical Human/Robot Interaction', Proceedings of the 2005 IEEE, International Conference on Robotics and Automation, Barcelona, Spain, April 2005.
- [16] Dorsser, W.D. van, Barents, R., Wisse, B.M., Herder, J.L., 'Energy-free adjustment of gravity equilibrators, with application in a mobile arm support', Proceedings ASME Design Engineering Technical Conferences, DETC2006-99745, Philadelphia, Pennsylvania, September 10-13, 2006.
- [17] GlobalSpec, The Engineering Search Engine, www.globalspec.com

- [18] Juvinall R.C., Marshek, K.M., 'Fundamentals of Machine Components Design', 3rd edition, John Wiley & Sons, Inc., 2000.
- [19] Tremblay, P. and Gosselin, C., 'Static Balancing with a Torsional Elastic Bar', Symposium 2007 M³ de la CCToMM, Montréal, 31 Mai-1^{er} Juin, 2007.
- [20] MatWeb, The Online Materials Database, www.matweb.com
- [21] Robotic Industries Association, 'Draft Standard for Trial Use for Intelligent Assist Devices - Personnel Safety Requirements', 2002.
- [22] Lauzier, N., 'Analysis and Modeling of an Intelligent Assist Device Used for Cockpit Load Operation', Research Report, GM Research & Development Center, GM Confidential, October 2007.
- [23] Noël, M., 'Orthèse électro-hydraulique pour l'analyse du contrôle de la marche', Mémoire de maîtrise, Département de génie mécanique, Faculté des sciences et de génie, Université Laval, Québec, Canada, 2007.
- [24] Hölcke, J., 'Frequency Response of Hydraulic Hoses', Licentiate Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, 2002.
- [25] Akers, A. and Gassman, M., 'Hydraulic Power System Analysis', CRC Press, Taylor and Francis Group, 365p., 2006.
- [26] Merritt, H.E., 'Hydraulic Control Systems', Wiley-Interscience, 368p., 1967.
- [27] National Fluid Power Association, 'Modern Water Hydraulics-Your Choice for the Future', 1995.
- [28] Krutz, G.W. and Chua, S.K., 'Water hydraulics - Theory and applications', Workshop on Water Hydraulics, Agricultural Equipment Technology Conference, Louisville, Kentucky, February 8-10, 2004.
- [29] Lakkonen, M., Koskinen, K.T., Vilenius, M., 'Low-pressure water hydraulics makes its move', Hydraulics & pneumatics, Vol. 58, No. 3, pp. 40-42, 2005.
- [30] Milwaukee Cylinder, www.milwaukeeecylinder.com/pages/index.asp
- [31] Versa Valves, www.versa-valves.com

Annexe A

Catalogue des vérins

Toutes les pages du catalogue ne sont pas incluses dans cette annexe. Les pages non pertinentes ont été omises afin d'éviter une surcharge d'information. Le catalogue entier est disponible sur le site Internet de la compagnie Milwaukee Cylinder [30]. Les vérins ont été achetés auprès du distributeur Hydraulogie, situé à Boisbriand.

milwaukee *Cylinder*

Specials are Our Standard...

SERIES

LH

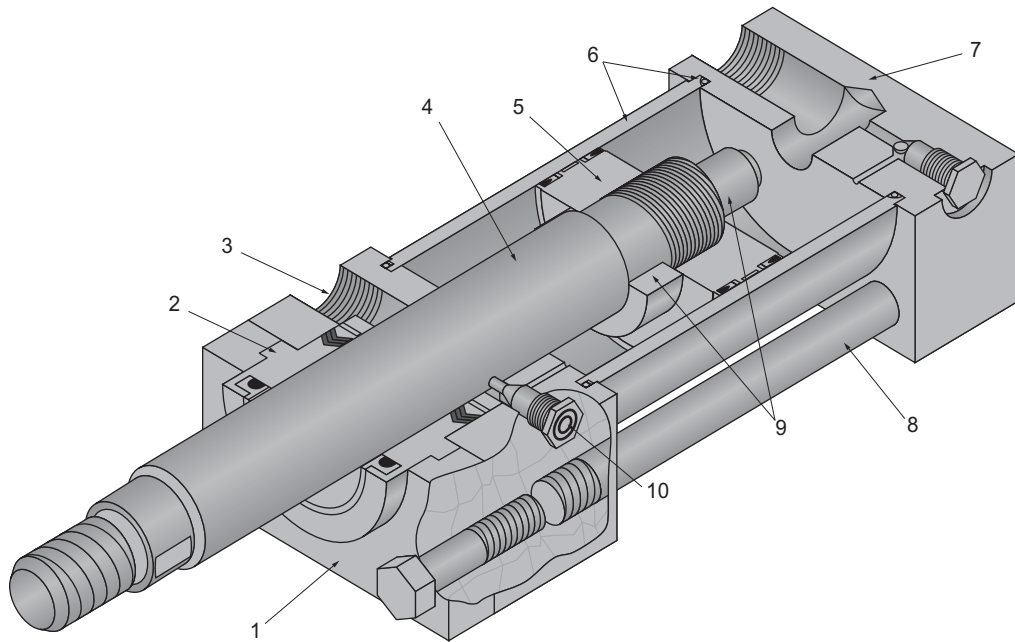
1 1/2" Thru
6" Bore
750 PSI to
1500 PSI



...Your Economy is in Our Quality

**Series "LH" Low Pressure
Hydraulic Cylinders
with Removable Retainers**

Standard specifications and features



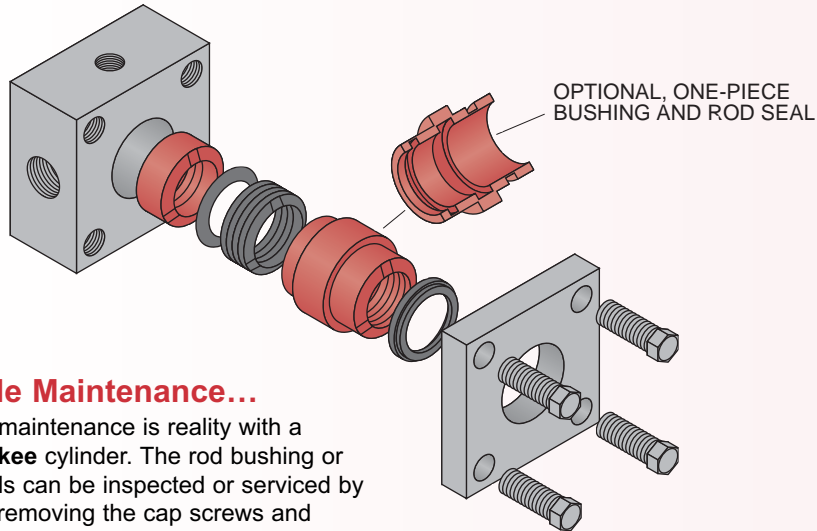
Standard Specifications

- **STANDARD CONSTRUCTION – SQUARE HEAD – TIE ROD DESIGN**
- **NOMINAL PRESSURE – 750 PSI TO 1500 PSI (REF. PG. 17LH, TABLE 8)**
- **STANDARD FLUID-HYDRAULIC OIL**
- **STANDARD TEMPERATURE – -20°F TO +250°F**
- **STANDARD BORE SIZES – 1 1/2" TO 6"**
- **STANDARD PISTON ROD DIAMETERS 5/8" THRU 4"**
- **STANDARD MOUNTING STYLES – 18 STANDARD STYLES PLUS CUSTOM DESIGNS TO SUIT YOUR NEEDS**
- **STROKES – AVAILABLE IN ANY STROKE LENGTH UP TO 240"**
- **CUSHIONS – AVAILABLE AT EITHER OR BOTH ENDS OF STROKE**
- **STANDARD 7 ROD END STYLES PLUS SPECIALS DESIGNED TO ORDER**
- **ROD END STYLE KK₂ IS STUDDED AS STANDARD FOR 5/8" AND 1" DIA. RODS. STUDDED ROD END STYLE IS AVAILABLE FOR ALL ROD SIZES**

Standard Features

- 1. Removable Retainer Plate**
The retainer plate and rod bushing are externally removable. On most models, total disassembly of the cylinder is not necessary. Four self-locking capscrews hold the retainer plate in place.
- 2. Rod Bushing and Seals**
A combination of spring loaded multiple lip vee rings with a supporting bronze bushing is standard in Milwaukee Series LH cylinders.
- 3. Ports**
Large NPTF cylinder ports are provided and can be rotated to any 90° position in relation to each other and the mounting. SAE ports available upon request.
- 4. Piston Rod**
The piston rod is of high strength steel, hardened and plated to resist scoring and corrosion to assure maximum seal life.
- 5. Piston**
The Series LH piston is precision machined from high strength aluminum alloy. It is pilot fitted and threaded to the piston rod.
- 6. Cylinder Barrel and Seals**
The barrel is of chrome plated steel tubing, honed to a fine finish to assure superior sealing, minimum friction and maximum seal life. It is step cut on the I.D. of both ends for O-ring seals.
- 7. End Caps**
End caps and mountings are of high quality steel, precision machined for accurate mounting.
- 8. Tie Rods**
The tie rods are constructed from a high quality medium carbon steel. The threads are accurately machined for rigid engagement of the nuts.
- 9. Cushions**
The cushions are machined to close tolerance to provide positive, smooth deceleration at the end of stroke.
- 10. Cushion Needle Adjustment and Ball Check**
The cushion needle adjustment valve and cushion-check ball retainer screw are specifically designed to provide full cushion adjustment and sealed with a Teflon ring to prevent leakage.

Performance tested design features



Simple Maintenance...

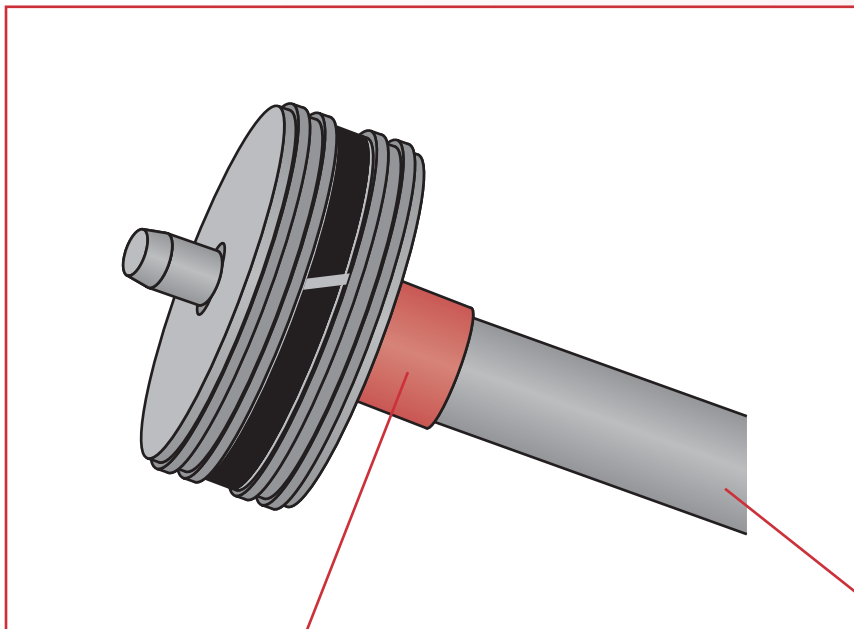
Simple maintenance is reality with a **Milwaukee** cylinder. The rod bushing or rod seals can be inspected or serviced by merely removing the cap screws and retainer plate on most models. Standard available shop tools can be used to remove the rod bushing and seals without disturbing the torque on the tie rods, assuring performance quality with maintenance ease.

Combination Rod Seal Design...

The **Milwaukee** Series LH cylinder combines spring loaded multiple lip vee rings with a supporting bronze bearing ring bushing and a double lip wiper as a secondary seal. This proven rod seal design combination is effective at both high and low pressures. It affords, in addition to maximum sealing, an extra long bearing support.

As an optional design, a one-piece rod bushing with a single lip block vee seal and a double lip wiper is available. Metallic rod scrapers may be supplied on request, in place of the double lip wiper with either rod bushing design.

The unique versatility of the **Milwaukee** Series LH design makes available a selection of seals to meet all types of service conditions.



Piston and Seal Combination...

The **Milwaukee** Series LH cylinder combines a non-scoring wear ring with two block vee seals and a high strength aluminum alloy piston. This proven design combines low friction and smooth break away with the near zero leakage of the block vee seal.

CUSHIONS...

The cushion is of a high grade alloy, precision machined and specially tapered to provide smooth deceleration of the piston at the end of stroke. The rod end cushion bushing is floated on an O-ring to compensate for minor misalignments during normal operation. This is to assure that our customers receive the total quality of performance that is designed into a **Milwaukee** cylinder.

PISTON ROD...

The piston rod is hardened, plated high strength steel, machined and processed to resist scoring and corrosion, assuring maximum life. **Milwaukee** offers seven rod end styles as standard. The style #2 rod end with two wrench flats is furnished as standard, unless the customer specifies another style. Special rod ends and extra wrench flats are available at a slightly extra charge. They must be specified at the time of order, giving the dimensional requirements and the location of additional wrench flats.

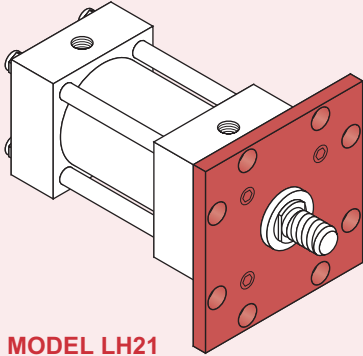
FLANGE MOUNT

The flange mount is one of the strongest, most rigid methods of mounting. With this type of mount there is little allowance for misalignment, though when long strokes are required, the free end opposite the mounting should be supported to prevent sagging and possible binding of the cylinder. The best use of a blind end flange is in

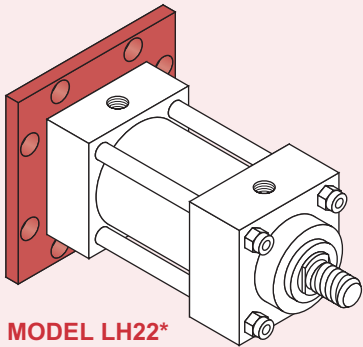
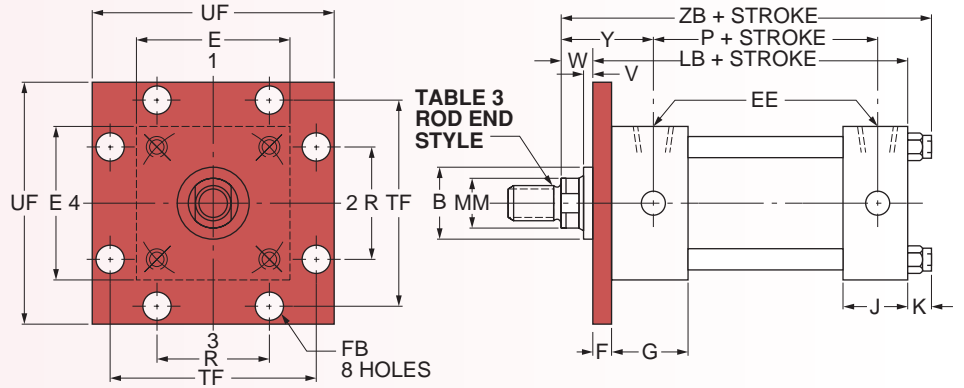
a thrust load application (rod in compression). Rod end flange mounts are best used in tension applications. When a less rigid mount can be used and the cylinder can be attached to a panel or bulkhead, an extended tie-rod mounting could be considered.

FOR PACKAGE AND MOUNTING DIMENSIONS SEE TABLES 1 AND 2

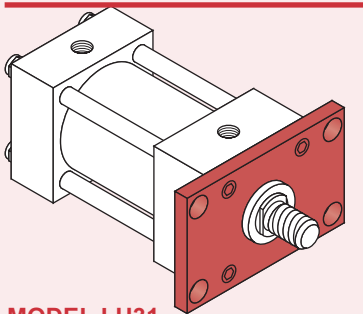
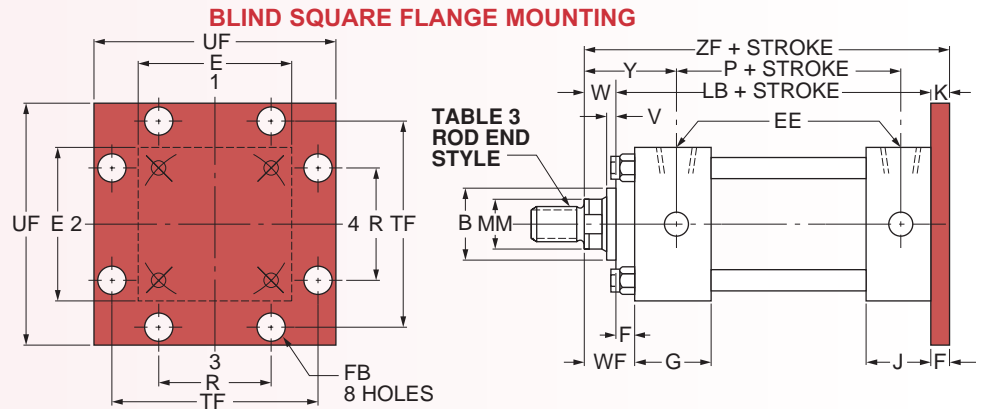
ROD SQUARE FLANGE MOUNTING



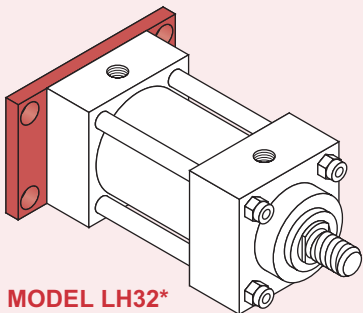
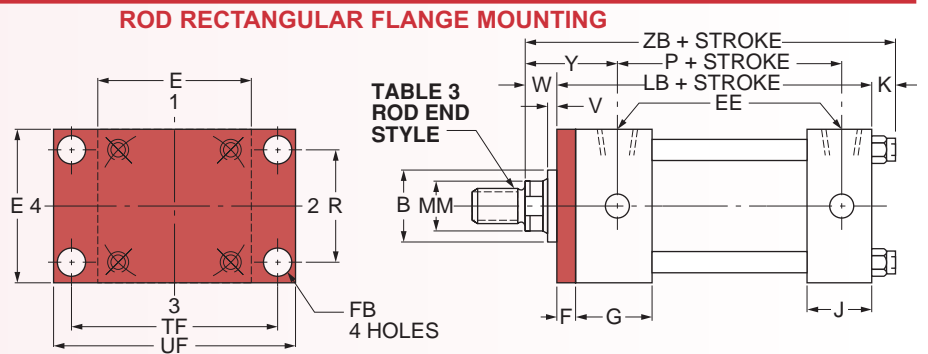
**MODEL LH21
NFA STYLE MF5**



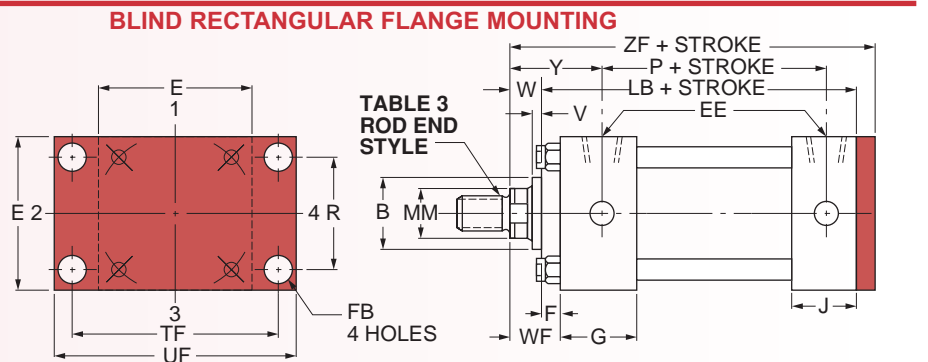
**MODEL LH22*
NFA STYLE MF6**



**MODEL LH31
NFA STYLE MF1**



**MODEL LH32*
NFA STYLE MF2
6LH**



Dimensional Data

TABLE 1 The dimensions given on this table are affected by the piston rod diameter and the stroke.

BORE DIA.	ROD MM	CYLINDER CODE #	B	LB	P	V	W	Y	ZB	ZF
1 1/2	5/8	LH051	1 1/8	4	2 1/4	1/4	5/8	1 15/16	5	5
	•1*	LH052	1 1/2			1/2	1	2 5/16	5 3/8	5 3/8
2	5/8	LH510	1 1/8	4	2 1/4	1/4	5/8	1 15/16	5 1/16	5
	1	LH511	1 1/2			1/2	1	2 5/16	5 7/16	5 3/8
	•1 3/8*	LH512	2			5/8	1 1/4	2 9/16	5 11/16	5 5/8
2 1/2	5/8	LH520	1 1/8	4 1/8	2 3/8	1/4	5/8	1 15/16	5 3/16	5 1/8
	1	LH521	1 1/2			1/2	1	2 5/16	5 9/16	5 1/2
	1 3/8	LH522	2			5/8	1 1/4	2 9/16	5 13/16	5 3/4
	•1 3/4*	LH523	2 3/8			3/4	1 1/2	2 13/16	6 1/16	6
3 1/4	1	LH530	1 1/2	4 7/8	2 5/8	1/4	3/4	2 7/16	6 1/8	6 1/4
	1 3/8	LH531	2			3/8	1	2 11/16	6 3/8	6 1/2
	1 3/4	LH532	2 3/8			1/2	1 1/4	2 15/16	6 5/8	6 3/4
	2*	LH533	2 5/8			1/2	1 3/8	3 1/16	6 3/4	6 7/8
4	1	LH540	1 1/2	4 7/8	2 5/8	1/4	3/4	2 7/16	6 1/8	6 1/4
	1 3/8	LH541	2			3/8	1	2 11/16	6 3/8	6 1/2
	1 3/4	LH542	2 3/8			1/2	1 1/4	2 15/16	6 5/8	6 3/4
	2	LH543	2 5/8			1/2	1 3/8	3 1/16	6 3/4	6 7/8
	2 1/2*	LH544	3 1/8			5/8	1 5/8	3 5/16	7	7 1/8
5	1	LH550	1 1/2	5 1/8	2 7/8	1/4	3/4	2 7/16	6 7/16	6 1/2
	1 3/8	LH551	2			3/8	1	2 11/16	6 11/16	6 3/4
	1 3/4	LH552	2 3/8			1/2	1 1/4	2 15/16	6 15/16	7
	2	LH553	2 5/8			1/2	1 3/8	3 1/16	7 1/16	7 1/8
	2 1/2	LH554	3 1/8			5/8	1 5/8	3 5/16	7 5/16	7 3/8
	3	LH555	3 3/4			5/8	1 5/8	3 5/16	7 5/16	7 3/8
6	3 1/2*	LH556	4 1/4	5 3/4	3 1/8	5/8	1 5/8	3 5/16	7 5/16	7 3/8
	1 3/8	LH560	2			1/4	7/8	2 13/16	7 3/16	7 3/8
	1 3/4	LH561	2 3/8			3/8	1 1/8	3 1/16	7 7/16	7 5/8
	2	LH562	2 5/8			3/8	1 1/4	3 3/16	7 9/16	7 3/4
	2 1/2	LH563	3 1/8			1/2	1 1/2	3 7/16	7 13/16	8
	3	LH564	3 3/4			1/2	1 1/2	3 7/16	7 13/16	8
6	3 1/2	LH565	4 1/4	5 3/4	3 1/8	1/2	1 1/2	3 7/16	7 13/16	8
	4	LH566	4 3/4			1/2	1 1/2	3 7/16	7 13/16	8

HOW TO ORDER

For ordering information refer to Page 23LH.

NOTES:

For double rod end cylinders, the cylinder code number is to be written with the letter D. (Refer to page 20LH.)

• Available with fixed-nonadjustable cushions on rod end and standard adjustable cushions on the blind end only.

* Removable retainer not available for these bore and rod combinations in the LH22 and LH32 mounting styles.

PORTS:

Series LH Cylinders are supplied with NPTF tapered pipe threads as standard. The largest size port is provided that can be accommodated by the rod and blind end caps in any given bore size. For further information on different types of ports or over-sized ports, refer to page 14LH.

CUSHIONS:

The longest cushion is provided that can be accommodated by the rod and blind end caps in any given bore size. Longer cushions are available; for further information, consult the factory.

SEE TABLE 3 PAGE 12LH FOR ROD END STYLES AND DIMENSIONS

TABLE 2 The dimensions are constant regardless of rod diameter or stroke.

BORE DIA.	E	EE	F	FB	G	J	K	R	TF	UF
1 1/2	2	3/8	3/8	5/16	1 1/2	1	3/8	1.43	2 3/4	3 3/8
2	2 1/2	3/8	3/8	3/8	1 1/2	1	7/16	1.84	3 3/8	4 1/8
2 1/2	3	3/8	3/8	3/8	1 1/2	1	7/16	2.19	3 7/8	4 5/8
3 1/4	3 3/4	1/2	5/8	7/16	1 3/4	1 1/4	1/2	2.76	4 11/16	5 1/2
4	4 1/2	1/2	5/8	7/16	1 3/4	1 1/4	1/2	3.32	5 7/16	6 1/4
5	5 1/2	1/2	5/8	9/16	1 3/4	1 1/4	9/16	4.10	6 5/8	7 5/8
6	6 1/2	3/4	3/4	9/16	2	1 1/2	9/16	4.88	7 5/8	8 5/8

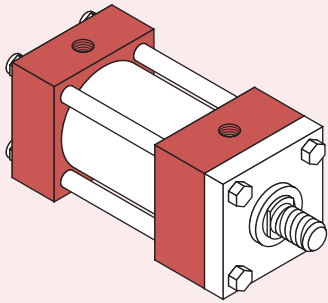
SIDE AND LUG MOUNTS

The side or lug mounted cylinder provides a fairly rigid mount. These types of cylinders can tolerate a slight amount of misalignment when the cylinder is at full stroke, but as the piston moves toward the blind end, the tolerance for

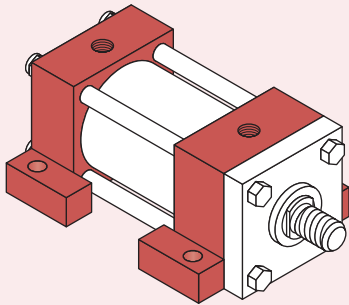
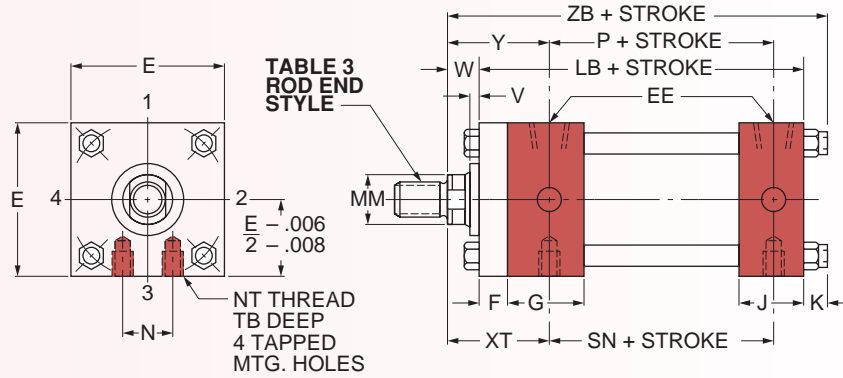
misalignment decreases. It is important to note that if the cylinder is used properly (without misalignment), the mounting bolts are either in simple shear or tension without any compound stresses.

FOR PACKAGE AND MOUNTING DIMENSIONS SEE TABLES 1 AND 2

TAPPED HOLES IN CAPS FLUSH MOUNTING

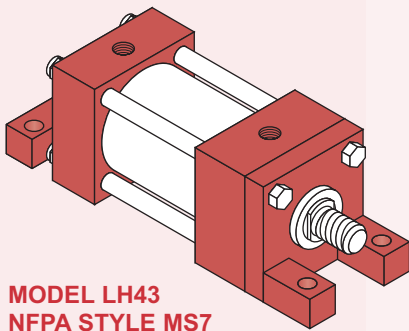
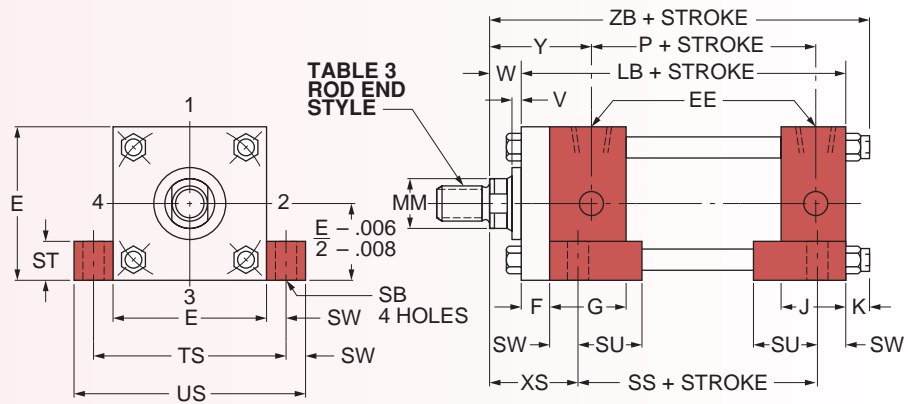


**MODEL LH41
NFA STYLE MS4**



**MODEL LH42
NFA STYLE MS2**

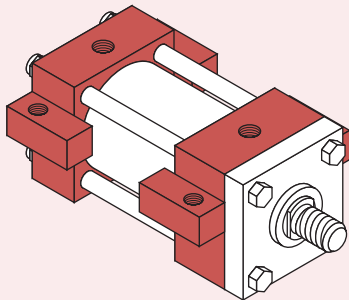
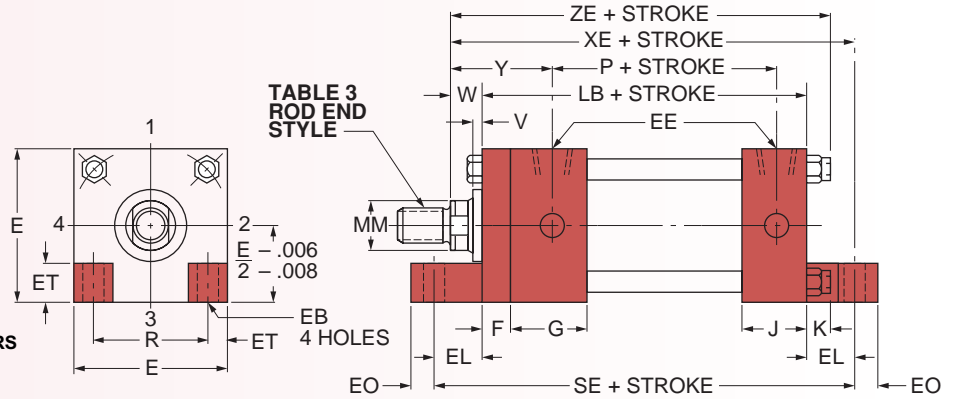
SIDE LUG MOUNTING



**MODEL LH43
NFA STYLE MS7**

NOT AVAILABLE WITH REMOVABLE RETAINERS

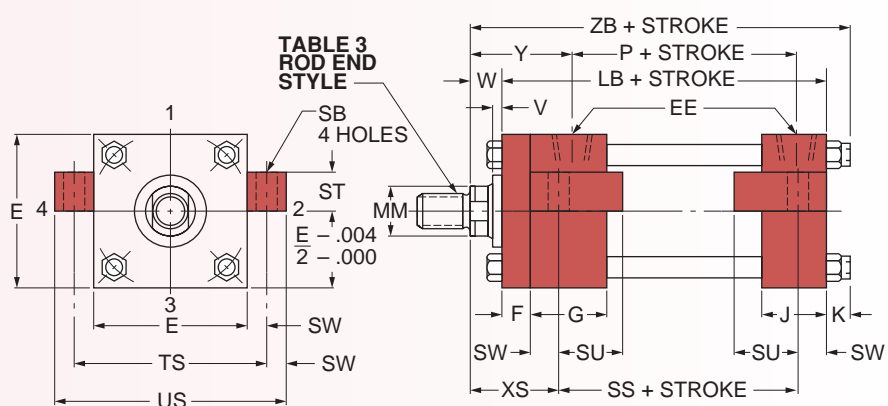
FOOT MOUNTING



**MODEL LH51
NFA STYLE MS3**

8LH

CENTERLINE LUG MOUNTING



Dimensional Data

TABLE 1 The dimensions given on this table are affected by the piston rod diameter and the stroke.

BORE DIA.	ROD MM	CYLINDER CODE#	LB	P	SE▲	SN	SS■	V	W	XE	XS	XT	Y	ZB	ZE
1 1/2	5/8	LH0151	4	2 1/4	5 1/2	2 1/4	2 7/8	1/4	5/8	5 3/8	1 3/8	1 15/16	1 15/16	5	5 5/8
	•1*	LH0152						1/2	1	5 3/4	1 3/4	2 5/16	2 5/16	5 3/8	6
2	5/8	LH0510	4	2 1/4	5 7/8	2 1/4	2 7/8	1/4	5/8	5 9/16	1 3/8	1 15/16	1 15/16	5 1/16	5 7/8
	†1*	LH0511						1/2	1	5 15/16	1 3/4	2 5/16	2 5/16	5 7/16	6 1/4
	•1 3/8*	LH0512						5/8	1 1/4	6 3/16	2	2 9/16	2 9/16	5 11/16	6 1/2
2 1/2	5/8	LH0520	4 1/8	2 3/8	6 1/4	2 3/8	3	1/4	5/8	5 13/16	1 3/8	1 15/16	1 15/16	5 3/16	6 1/8
	1	LH0521						1/2	1	6 3/16	1 3/4	2 5/16	2 5/16	5 9/16	6 1/2
	†1 3/8*	LH0522						5/8	1 1/4	6 7/16	2	2 9/16	2 9/16	5 13/16	6 3/4
	•1 3/4*	LH0523						3/4	1 1/2	6 11/16	2 1/4	2 13/16	2 13/16	6 1/16	7
3 1/4	1	LH0530	4 7/8	2 5/8	6 5/8	2 5/8	3 1/4	1/4	3/4	6 1/2	1 7/8	2 7/16	2 7/16	6 1/8	6 7/8
	1 3/8	LH0531						3/8	1	6 3/4	2 1/8	2 11/16	2 11/16	6 3/8	7 1/8
	1 3/4*	LH0532						1/2	1 1/4	7	2 3/8	2 15/16	2 15/16	6 5/8	7 3/8
	2*	LH0533						1/2	1 3/8	7 1/8	2 1/2	3 1/16	3 1/16	6 3/4	7 1/2
4	1	LH0540	4 7/8	2 5/8	6 7/8	2 5/8	3 1/4	1/4	3/4	6 5/8	1 7/8	2 7/16	2 7/16	6 1/8	7
	1 3/8	LH0541						3/8	1	6 7/8	2 1/8	2 11/16	2 11/16	6 3/8	7 1/4
	1 3/4	LH0542						1/2	1 1/4	7 1/8	2 3/8	2 15/16	2 15/16	6 5/8	7 1/2
	2	LH0543						1/2	1 3/8	7 1/4	2 1/2	3 1/16	3 1/16	6 3/4	7 5/8
	2 1/2*	LH0544						5/8	1 5/8	7 1/2	2 3/4	3 5/16	3 5/16	7	7 7/8
5	1	LH0550	5 1/8	2 7/8	7 1/4	2 7/8	3 1/8	1/4	3/4	6 15/16	2 1/16	2 7/16	2 7/16	6 7/16	7 7/16
	1 3/8	LH0551						3/8	1	7 3/16	2 5/16	2 11/16	2 11/16	6 11/16	7 11/16
	1 3/4	LH0552						1/2	1 1/4	7 7/16	2 9/16	2 15/16	2 15/16	6 15/16	7 15/16
	2	LH0553						1/2	1 3/8	7 9/16	2 11/16	3 1/16	3 1/16	7 1/16	8 1/16
	2 1/2	LH0554						5/8	1 5/8	7 13/16	2 15/16	3 5/16	3 5/16	7 5/16	8 5/16
	3	LH0555						5/8	1 5/8	7 13/16	2 15/16	3 5/16	3 5/16	7 5/16	8 5/16
3 1/2*	LH0556	5/8	1 5/8	7 13/16	2 15/16	3 5/16	3 5/16	7 5/16	8 5/16						
6	1 3/8	LH0560	5 3/4	3 1/8	7 3/4	3 1/8	3 5/8	1/4	7/8	7 5/8	2 5/16	2 13/16	2 13/16	7 13/16	8 1/8
	1 3/4	LH0561						3/8	1 1/8	7 7/8	2 9/16	3 1/16	3 1/16	7 7/16	8 3/8
	2	LH0562						3/8	1 1/4	8	2 11/16	3 3/16	3 3/16	7 9/16	8 1/2
	2 1/2	LH0563						1/2	1 1/2	8 1/4	2 15/16	3 7/16	3 7/16	7 13/16	8 3/4
	3	LH0564						1/2	1 1/2	8 1/4	2 15/16	3 7/16	3 7/16	7 13/16	8 3/4
	3 1/2	LH0565						1/2	1 1/2	8 1/4	2 15/16	3 7/16	3 7/16	7 13/16	8 3/4
4*	LH0566	1/2	1 1/2	8 1/4	2 15/16	3 7/16	3 7/16	7 13/16	8 3/4						

HOW TO ORDER

For ordering information refer to Page 23LH.

NOTES:

- * Model LH41 is not available in these sizes.
- † The standard rod eye or rod clevis will interfere with foot lugs on Model LH43. When these rod end accessories are required, use additional rod extension.
- ▲ For double rod end cylinders from 1 1/2" thru 6" bore, add 1/2 + F to this dimension.
- For double rod end cylinders from 1 1/2" thru 6" bore, add 1/2 to this dimension.
- Available with fixed-nonadjustable cushions on rod end and standard adjustable cushions on the blind end only
- # For double rod end cylinders, the cylinder code number is to be written with the letter D. (Refer to page 20LH.)

PORTS:

Series LH Cylinders are supplied with NPTF tapered pipe threads as standard. The largest size port is provided that can be accommodated by the rod and blind end caps in any given bore size. For further information on different types of ports or over-sized ports, refer to page 14LH.

CUSHIONS:

The longest cushion is provided that can be accommodated by the rod and blind end caps in any given bore size. Longer cushions are available; for further information, consult the factory.

SEE TABLE 3 PAGE 12LH FOR ROD END STYLES AND DIMENSIONS

TABLE 2 The dimensions are constant regardless of rod diameter or stroke.

BORE DIA.	E	EB	EE	EL	EO	ET	F	G	J	K	NT	R	SB	ST	SU	SW	TB	TN	TS	US
1 1/2	2	5/16	3/8	3/4	1/4	1/2	3/8	1 1/2	1	3/8	1/4-20	1.43	7/16	1/2	15/16	3/8	3/8	5/8	2 3/4	3 1/2
2	2 1/2	3/8	3/8	15/16	5/16	19/32	3/8	1 1/2	1	7/16	5/16-18	1.84	7/16	1/2	15/16	3/8	9/16	7/8	3 1/4	4
2 1/2	3	3/8	3/8	1 1/16	5/16	3/4	3/8	1 1/2	1	7/16	3/8-16	2.19	7/16	1/2	15/16	3/8	5/8	1 1/4	3 3/4	4 1/2
3 1/4	3 3/4	7/16	1/2	7/8	3/8	29/32	5/8	1 3/4	1 1/4	1/2	1/2-13	2.76	9/16	3/4	1 1/4	1/2	3/4	1 1/2	4 3/4	5 3/4
4	4 1/2	7/16	1/2	1	3/8	1 1/8	5/8	1 3/4	1 1/4	1/2	1/2-13	3.32	9/16	3/4	1 1/4	1/2	1	2 1/16	5 1/2	6 1/2
5	5 1/2	9/16	1/2	1 1/16	1/2	1 11/32	5/8	1 3/4	1 1/4	9/16	5/8-11	4.10	13/16	1	1 9/16	1 1/16	1	2 11/16	6 7/8	8 1/4
6	6 1/2	9/16	3/4	1	1/2	1 9/16	3/4	2	1 1/2	9/16	3/4-10	4.88	13/16	1	1 9/16	1 1/16	1 1/8	3 1/4	7 7/8	9 1/4

Caution –

When ordering replacement cylinders for competitive brands, our Style No. 1 Rod Ends may not be interchangeable with other manufacturer's Style No. 1. Our Style No. 2 should be used if this applies to your application.

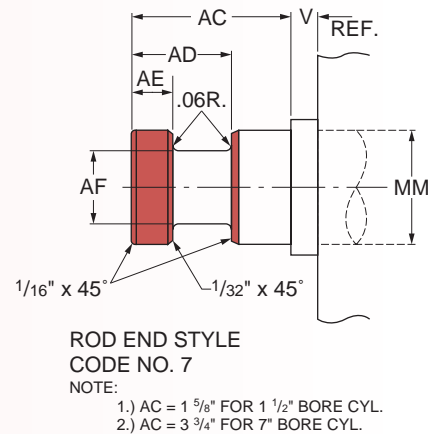
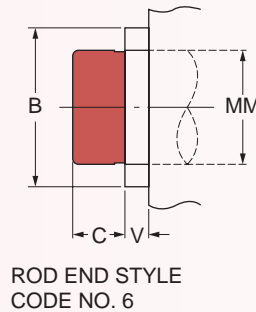
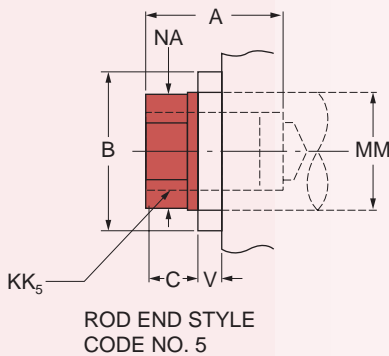
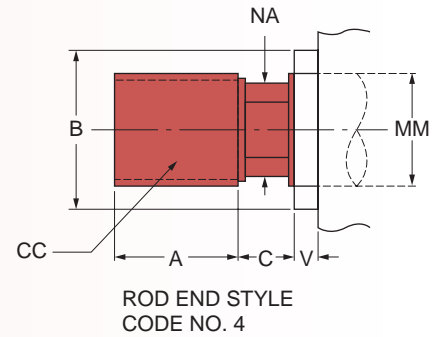
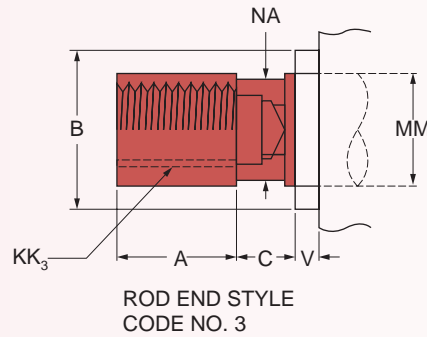
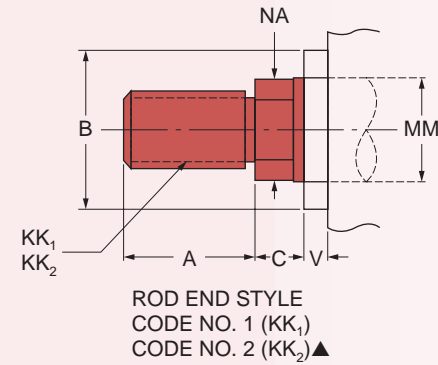


TABLE 3 Piston rod end styles.

ROD MM	A	B ^{-.001 -.003}	C	CC	*D	KK -1-	KK ▲ 2-3-5	NA	AD	AE ^{+.000 -.002}	AF DIA.	AC
5/8	3/4	1 1/8	3/8	5/8-18	1/2	1 1/2-20	7/16-20	19/32	5/8	1/4	3/8	1 1/8
1	1 1/8	1 1/2	1/2	1-14	7/8	7/8-14	3/4-16	31/32	15/16	3/8	11/16	1 1/2 (#1)
1 3/8	1 5/8	2	5/8	1 3/8-12	1 1/8	1 1/4-12	1-14	1 11/32	1 1/16	3/8	7/8	1 3/4
1 3/4	2	2 3/8	3/4	1 3/4-12	1 1/2	1 1/2-12	1 1/4-12	1 45/64	1 5/16	1/2	1 1/8	2
2	2 1/4	2 5/8	7/8	2-12	1 11/16	1 3/4-12	1 1/2-12	1 61/64	1 11/16	5/8	1 3/8	2 5/8
2 1/2	3	3 1/8	1	2 1/2-12	2 1/16	2 1/4-12	1 7/8-12	2 29/64	1 15/16	3/4	1 3/4	3 1/4
3	3 1/2	3 3/4	1	3-12	2 5/8	2 3/4-12	2 1/4-12	2 15/16	2 7/16	7/8	2 1/4	3 5/8 (#2)
3 1/2	3 1/2	4 1/4	1	3 1/2-12	3	3 1/4-12	2 1/2-12	3 7/16	2 11/16	1	2 1/2	4 3/8
4	4	4 3/4	1	4-12	3 3/8	3 3/4-12	3-12	3 15/16	2 11/16	1	3	4 1/2

* Distance Across Wrench Flats

** Other rod sizes available. Consult Factory.

▲ Rod end style KK₂ is studded as standard for 5/8" and 1" dia. rods.
Studded rod end style is available for all rod sizes.

Design options

Special Cylinders

Milwaukee Cylinder has two basic identities as a cylinder producer. The first, as a supplier of standard Hydraulic and Air Cylinders. The second as a specialist in the design and manufacture of totally unique cylinders to suit the wide range of applications for cylinders being developed into today's industry. **Milwaukee** is a customer and engineering orientated company which gladly welcomes a challenge to meet every customer's unique needs in the area of specials. For information on what data is required by **Milwaukee** to develop a design to suit your needs, contact either your local **Milwaukee** representative or the factory.

Special Rod Ends

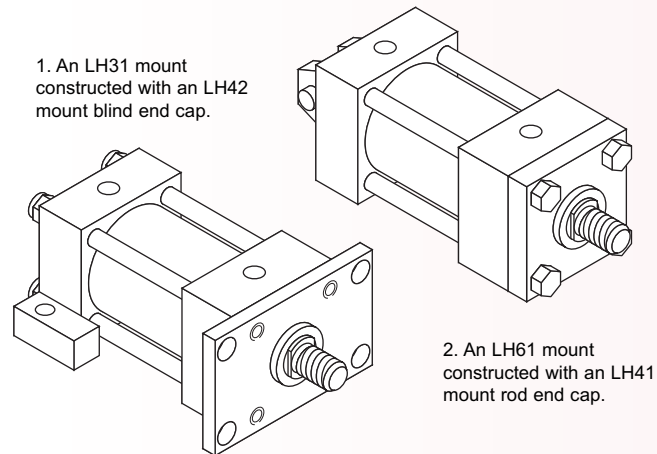
Modifications of standard or entirely special rod ends are available from **Milwaukee** at a slightly additional charge. When your requirements call for a special rod end style, your order should include a sketch if it is to be an entirely special rod end or note reference as to which letter dimensions you wish to have modified (ref. pgs. 4LH-12LH and 23LH).

Special Assemblies from Standard Parts

This catalog was designed to aid in communication and simplify the placing of orders by our customers. On pages 4LH-12LH and 23LH, each style of the various standard cylinder mountings is illustrated, using the commonly recognized cylinder dimensional symbols of the National Fluid Power Association. Each side of the end views are numbered to aid in communication when referring to the relationship between the ports and the mountings. When requesting information or placing an order that requires a dimension other than standard, always make reference to the given dimensional symbol in the catalog and then give your requirements.

Combined Mountings

Standard mountings may be combined when specified by the customer. Some examples of this are:



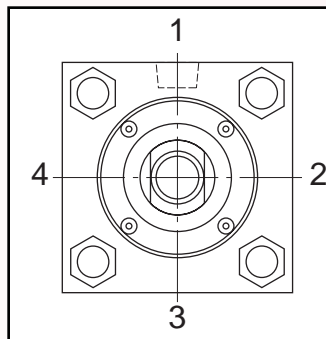
These and other combinations can be readily made from standard parts. If you are unsure of a possible combination or if it will suit your particular needs, consult with your local **Milwaukee** representative or contact the factory.

Cushion Adjustment Locations

A ball check is supplied as standard in position #4 and a cushion adjustment needle is supplied as standard in position #2 on most models. The cushion needle and ball check are interchangeable as far as location and may be put in any side not occupied by a port or mounting.

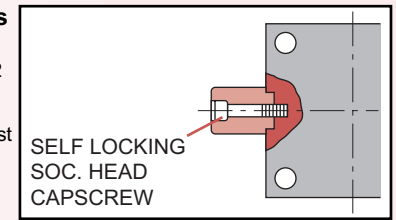
Port Locations

Ports are located in position #1 as standard unless otherwise specified by the customer. By using the position numbers given with the end views in the dimensional data section of this catalog, ports can be arranged in any one of four 90° positions in relation to the cylinder mounting without charge. When ports are relocated on a cushioned cylinder, the cushion needle and ball check are automatically relocated to hold their relationship to the port as on a standard cylinder, unless otherwise specified at the time of the order.



Removable Trunnion Pins

Removable trunnion pins are available on models LH71 & LH72 at a nominal extra charge. They can be used on all bore and rod combinations, except on the largest oversize rods offered with each bore size on all model LH71 cylinders.



CAUTION: Cylinders with removable trunnion pins will have a reduced pressure rating. Consult the factory.

Single Acting Cylinders

The **Milwaukee** Series LH Cylinders are designed for either single or double action. When used as a single acting cylinder, hydraulic power drives the piston in one direction, only relying on either the load or an external force to return the piston after the pressure is exhausted.

Single Acting-Spring Cylinders

Single acting spring return cylinders normally have a spring inside of the cylinder to return the piston to its original position. The application load and friction conditions must be specified when placing an order to properly size the spring. Also specify whether the spring is to return or advance the piston. A spring return cylinder is designed with a stop tube to act as spring guide, which prevents binding of the cylinder due to misalignment of the spring. To accurately determine the cylinder length and mounting dimensions for your application, contact your local **Milwaukee** representative or the factory.

Water Service Cylinders

Milwaukee Series LH Cylinders can be used with water as an operating fluid with some standard modifications to the types of material and the manufacturing processes used. These modifications will include, at some additional cost, bronze piston, nickel plated end caps, a hard chrome plated cylinder barrel and a chrome plated piston or stainless steel piston rod at extra cost. Due to the increased factors of corrosion, electrolysis and mineral deposits acting within a water fitted cylinder, **Milwaukee** cannot warrant or make any guarantees other than a water service cylinder will be free of defects in workmanship or materials.

Proximity Switches

End of Stroke Limit Switches:

We provide inductive proximity switches for end of stroke sensing. These non-contact switches detect the presence of the spud/cushion bushing.

Designed for up to 3000 PSI hydraulic systems, as well as pneumatic applications. Available on the A, LH and H Series cylinders.

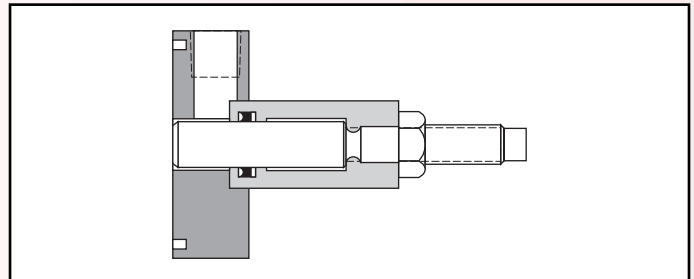
The switches are two wire devices with N.O. "contacts" rated for 20-230 V AC/DC. The electrical interface is a 3-pin mini receptacle.



Adjustable Stroke Cylinders

When a cylinder application requires stroke adjustment, **Milwaukee** offers a number of designs, the most common of which is illustrated below. This particular design is externally adjustable, incorporating a threaded rod (of piston rod quality) with the standard hydraulic rod end multiple lip vee seal and bushing design. This provides a proven-effective high and low pressure seal, affording maximum sealing on the stroke adjustment rod.

Further information concerning design limitations, cushioning or alternate designs can be obtained by contacting the factory.



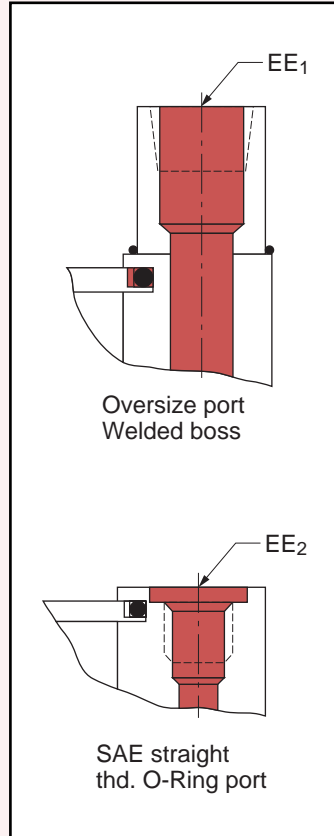
Design Options

Standard Ports

The **Milwaukee** Series LH Cylinders are manufactured as standard, with NPTF tapered thread ports of the largest size that will fit in both the rod and blind ends of a given bore size. Upon request, extra ports can be provided on the sides of the end caps not occupied by mountings or cushion adjusters.

Oversize Ports

On most bore sizes, welded bosses may be provided for oversize NPTF ports. These bosses protrude from the sides of the end caps. For information as to the boss height in relation to your bore and port requirements, contact your local **Milwaukee** Representative. Also, special end caps can be provided, at additional cost, which are heavier so that oversize ports can be accommodated without the use of a welded boss.



Straight Thread Ports

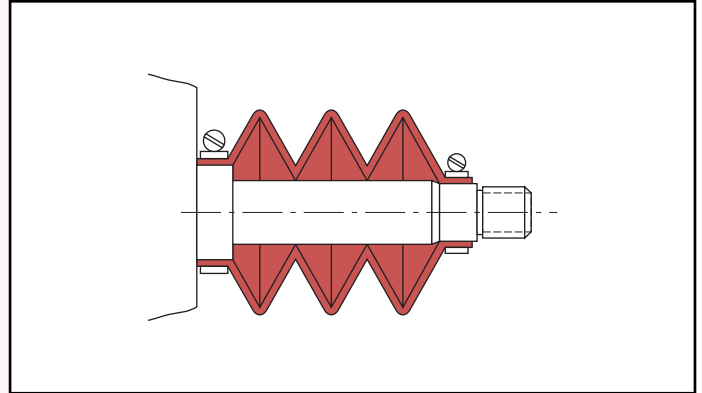
On request, **Milwaukee** will furnish an SAE straight thread O-Ring port with its Series LH Cylinders. In addition to the standard oversize NPTF ports, welded bosses may also be used for oversize SAE straight thread O-Ring ports. For further information on oversize SAE ports, contact the factory.

Note:

Flange and manifold style ports are available from **Milwaukee** at a slightly additional charge.

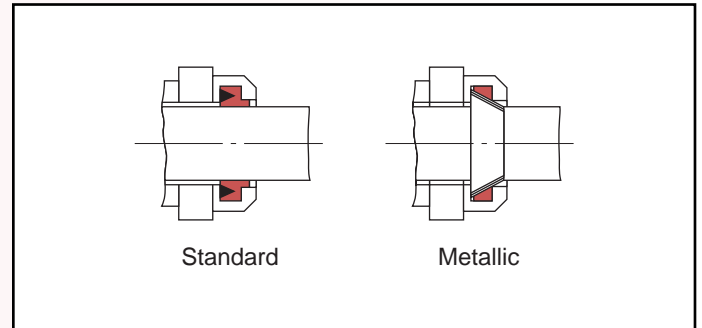
Rod Boots

When cylinders are used in areas of high contamination or where contaminants have an air hardening property, the exposed piston rod should be covered with a rod boot to protect the rod bearing and seals. A rod boot is simply a collapsible cover used for such an application. It is of sewn construction made from a neoprene coated fabric. The rod boots are impervious to oil, grease and water. They will operate effectively from 0°F to +200°F without cracking.



Metallic Rod Wipers

Metallic rod wipers will be supplied in place of the standard synthetic rubber wiper when specified at the time of order. This type of seal is recommended for applications where contaminants would tend to cling to the rod and damage a standard synthetic rubber rod wiper.



BORE DIA.	STD. NPTF PORT EE	OVERSIZE NPTF PORT EE ₁	SAE STRAIGHT O-RING PORT	
			EE ₂	SAE STR. THD. SERIES
1½	3/8	1/2	#6	9/16-18
2	3/8	1/2	#6	9/16-18
2½	3/8	1/2	#6	9/16-18
3¼	1/2	3/4	#10	7/8-14
4	1/2	3/4	#10	7/8-14
5	1/2	3/4	#10	7/8-14
6	3/4	1	#12	1½-12

Cylinder Force and Speed

Hydraulic Cylinder Force

Table 7 on page 17LH shows the thrust force developed by various bore diameters when working at various pressures. These figures do not include a factor covering a reduction in force due to seal or packing friction in the cylinder. This type of friction is estimated to affect the cylinder thrust force by 10%. Additional pressure must be developed by the pump, not only to overcome frictional loss, but also flow losses in the circuitry. The engineer should realize that the useable pressure in the cylinder may be from 10% to 25% less than the pump and relief valve gauge reading

Hydraulic Cylinder Speed

Figures shown in the body of this chart are cylinder rod travel speeds in inches per minutes. The extension speeds represent the net piston area for the various rod diameters shown.

HYDRAULIC CYLINDER SPEEDS

PISTON DIA.	ROD DIA.	1 GPM	3 GPM	5 GPM	8 GPM	12 GPM	15 GPM	20 GPM	25 GPM	30 GPM	40 GPM	50 GPM	75 GPM
1 1/2	None	130	392	654	1034								
	5/8	158	476	792	1265								
	1	235	706	1176	1880								
2	None	73	221	368	588	883	1120						
	1	97	294	490	782	1175	1465						
	1 3/8	139	418	697	1115	1673	2090						
2 1/2	None	47	131	235	376	565	675	940	1175				
	1	56	168	280	448	672	840	1120	1400				
	1 3/8	67	203	339	542	813	1015	1355	1695				
	1 3/4	92	277	463	740	1110	1385	1850	2310				
3 1/4	None	28	83	139	223	334	417	557	696	836	1115		
	1 3/8	34	102	170	271	407	510	680	850	1020	1360		
	1 3/4	39	118	196	313	472	588	784	980	1176	1568		
	2	44	134	224	358	537	672	896	1120	1344	1792		
4	None	18	55	92	147	220	276	368	460	552	736	920	
	1 3/4	22	68	113	182	273	339	452	565	678	904	1130	
	2	24	73	122	196	294	366	488	610	732	976	1220	
	2 1/2	30	90	150	241	362	450	600	750	900	1200	1500	
5	None	12	35	58	94	141	174	232	290	348	464	580	870
	2	14	42	70	112	168	210	280	350	420	560	700	1050
	2 1/2	16	47	78	125	188	235	315	390	470	630	780	1170
	3	18	55	92	147	220	275	365	460	550	730	920	1380
	3 1/2	22	66	111	178	266	333	444	555	665	888	1110	1665
6	None	8	24	41	65	98	123	162	202	245	320	405	606
	2 1/2	10	30	50	79	118	150	200	250	300	400	495	750
	3	11	33	54	87	130	165	206	270	325	435	545	810
	3 1/2	12	37	62	99	148	185	245	310	370	495	615	830
	4	15	44	73	117	176	220	295	365	440	585	735	1095

Stop Tube

Stop tubes are used to maintain bearing pressure within acceptable limits and are recommended on cylinders with long strokes or poorly guided rods.

The stop tube is a spacer between the rod end cap and the piston, which provides separation between the piston and the rod bearing. This separation reduces the moment forces developed between the rod bearing and piston when the rod is extended.

To determine if stop tube is necessary for your cylinder requirements, you have to solve for "K" (refer to table 4). If your required cylinder has a "K" dimension in excess of 40 inches, stop tube is required. For each 10 inch increment or fraction thereof in excess of 40 inches, one inch of stop tube is recommended. When stop tube is required, the overall length of the cylinder will be increased by the length of the stop tube to be used.

To Determine "K" (refer to Table #4)

*note: W = the rod stick out (refer to pages 5LH thru 11LH)

Cylinder #1, #4, #8 – from Table 4

$$K = 4L = 4 (\text{stroke} + W^*)$$

Cylinder #2 - from Table 4

$$K = L = (\text{CA or CE}) + \text{XG} + \text{Stroke}$$

note: CA = rod eye dimension page 24LH

CE = rod clevis dimension page 24LH

XG = mounting dimension page 11LH

Cylinder #3 – from Table 4

$$K = L = W^* + \text{Stroke}$$

Cylinder #5 – from Table 4

$$K = L = (\text{CA or CE}) + \text{XC} + (2 \times \text{Stroke})$$

note: CA = rod eye dimension page 24LH

CE = rod clevis dimension page 24LH

XC = mounting dimension page 11LH

Cylinder #6 – from Table 4

$$K = L = (\text{CA or CE}) + \text{XJ} + (2 \times \text{Stroke})$$

note: CA = rod eye dimension page 24LH

CE = rod clevis dimension page 24LH

XJ = mounting dimension page 11LH

Cylinder #7 – from Table 4

$$K = L/2 = (W^* + \text{Stroke})/2$$

Note: Stop tube length must be added to "K" factor before making final selection of rod size. This is primarily true in No. 5 long stroke applications.

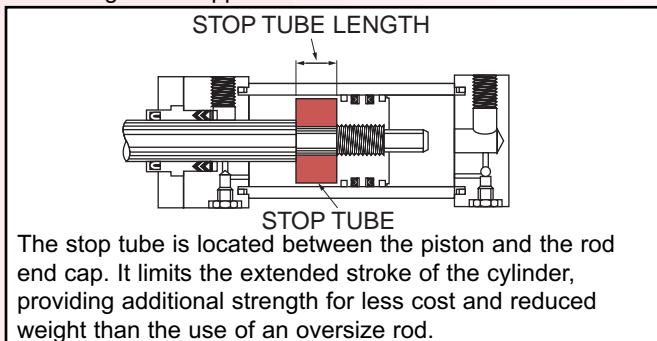
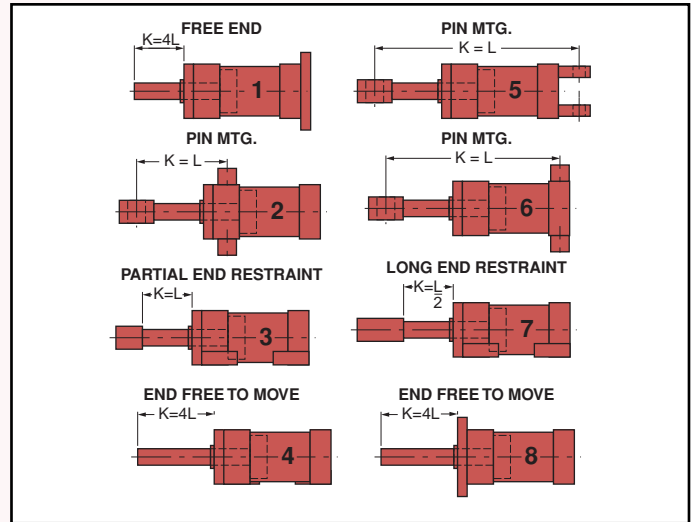


TABLE 4 Stroke to mounting relationship – All rods in extended position.



When mounting long stroke cylinders, care should be taken to assure cylinder alignment over the entire length of stroke. The use of external guides or swivel bushings is recommended to reduce side load conditions and prolong the cylinder's service life.

TABLE 5 Value of "K" in inches

THRUST FORCE In. Lbs.	PISTON ROD DIAMETER												
	5/8"	1"	1 3/8"	1 3/4"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	4 1/2"	5"	5 1/2"	
400	35	84	134										
700	30	68	119										
1,000	26	60	105	156	190								
1,400	24	54	93	144	175	244	308						
1,800	23	48	84	127	160	230	294	366					
2,400	18	45	75	114	145	214	281	347					
3,200	16	40	68	103	131	196	262	329	398				
4,000	12	38	63	93	119	174	240	310	373	446			
5,000	9	36	60	87	112	163	225	289	359	426			
6,000		30	56	82	102	152	209	274	342	411	476		
8,000		25	51	76	93	136	186	244	310	375	448		
10,000		21	45	70	89	125	172	221	279	349	412		
12,000		17	41	64	85	117	155	210	270	326	388	455	
16,000			35	57	75	110	141	188	233	291	350	421	
20,000			28	52	66	103	136	173	218	270	325	385	
30,000				39	56	87	120	156	190	232	285	330	
40,000				24	43	75	108	142	177	210	248	293	

Rod Size Selection

Milwaukee Hydraulic Cylinders incorporate a high strength, surface hardened rod. Standard rod sizes are generally suitable for most applications. However, on long stroke or high thrust applications, the selection of minimum rod size should be checked using the following steps:

1. Knowing bore size, stroke and push thrust (refer to Table No. 7 below), determine the overall length between mounting points, Table 1, pages 5LH-11LH. Equate determined overall length to "L."

2. Select from Table 2, pages 5LH-11LH, the type mounting being used and determine the equivalent length dimension "K." (Refer to page 16LH.)
3. Refer to Table 5, page 16LH and, using the thrust load and developed "K" dimension, select rod size.
4. If oversize rod is required, re-check overall length dimensions as determined in step No. 1. There will be a slight change which generally will not affect the "Size Determination" calculations, but must be considered in the cylinder installation.

TABLE 6 Deductions for pull stroke force and displacement

ROD SIZE	ROD AREA SQ. IN.	CYLINDER FORCE IN POUNDS FOR VARIOUS PRESSURES							DISPLACEMENT PER INCH OF STROKE	
		100	250	500	750	1000	1250	1500	CU. IN.	GALLONS
$\frac{5}{8}$.307	31	77	155	232	310	387	465	.307	.0013
1	.785	79	197	395	592	790	987	1,185	.785	.0034
$1\frac{3}{8}$	1.485	149	372	745	1,117	1,490	1,862	2,230	1.485	.0064
$1\frac{3}{4}$	2.405	241	601	1,203	1,804	2,410	3,011	3,613	2.405	.0104
2	3.142	314	785	1,570	2,355	3,140	3,925	4,710	3.142	.0136
$2\frac{1}{2}$	4.909	491	1,227	2,455	3,682	4,910	6,137	7,365	4.909	.0213
3	7.069	707	1,767	3,535	5,302	7,070	8,837	10,605	7.069	.0306
$3\frac{1}{2}$	9.621	962	2,405	4,810	7,215	9,620	12,025	14,430	9.621	.0416
4	12.566	1,257	3,142	6,285	9,427	12,570	15,712	18,855	12.566	.0544
$4\frac{1}{2}$	15.904	1,590	3,975	7,950	11,925	15,900	19,875	23,850	15.904	.0688
5	19.635	1,964	4,910	9,820	14,730	19,640	24,550	29,460	19.635	.0850
$5\frac{1}{2}$	23.758	2,376	5,940	11,880	17,820	23,760	29,700	35,640	23.758	.1028

NOTE:

To determine cylinder pull stroke force or displacement, deduct force or displacement corresponding to rod size in Table 6 from force or displacement corresponding to bore size shown in Table 7.

1 gallon = 231 Cu. In.
 Area of Circle = .7854 d²

Piston Speed (In./Min.) = $\frac{\text{Pressure Source Delivery (GPM)}}{\text{Cylinder Displacement (Gal./In.)}}$

PIPING:

All pipes should be free from dirt, scale, rust and threads de-burred. Seamless steel tubing makes an installation superior to piping, as it is cleaner and leakproof.

TABLE 7 Thrust force and displacement

BORE SIZE	PISTON AREA SQ. IN.	CYLINDER FORCE IN POUNDS FOR VARIOUS PRESSURES							DISPLACEMENT PER INCH OF STROKE	
		100	250	500	750	1000	1250	1500	CU. IN.	GALLONS
$1\frac{1}{2}$	1.767	177	442	884	1,325	1,767	2,209	2,650	1.767	.00765
2	3.142	314	785	1,571	2,357	3,142	3,928	4,713	3.142	.0136
$2\frac{1}{2}$	4.909	491	1,227	2,455	3,682	4,909	6,137	7,364	4.909	.0213
$3\frac{1}{4}$	8.296	830	2,075	4,148	6,222	8,296	10,370	12,444	8.296	.0359
4	12.566	1,257	3,142	6,283	9,425	12,566	15,708	18,849	12.566	.0544
5	19.635	1,964	4,910	9,818	14,726	19,635	24,544	29,452	19.635	.0850
6	28.274	2,827	7,067	14,137	21,206	28,274	35,342	42,411	28.274	.1224

TABLE 8 LH Series pressure rating

BORE SIZE	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$	4	5	6
Pressure Rating	1500	1500	1500*	1500	1000	1000*	750

*NOTE: $2\frac{1}{2}$ " Bore, $\frac{5}{8}$ " Rod, Rating 1000 PSI
 5" Bore, 1" Rod, Rating 750 PSI

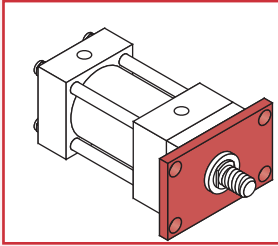
INSTALLATION & MAINTENANCE NOTES

DOUBLE ROD END CYLINDERS

Milwaukee's double rod end cylinders are available with all the standard types of mountings, except 61 and 62. When specified by the customer, the standard mountings offered by Milwaukee Cylinder may be combined. Combinations such as a 31 mounting on one end and a 42 mounting on the other can be readily made from standard parts.

To obtain dimensional information on a double rod end cylinder, first select the desired mounting style and refer to the corresponding single rod end cylinder model shown on the preceding pages. After you have determined all necessary dimensions from the previous page covering the desired mounting, turn back to this page. Supplement those dimensions with additional ones from the drawings below and the table at the right. These added dimensions differ from, or are in addition to, those shown on the preceding pages and provide the additional information needed to completely dimension a double rod end cylinder model.

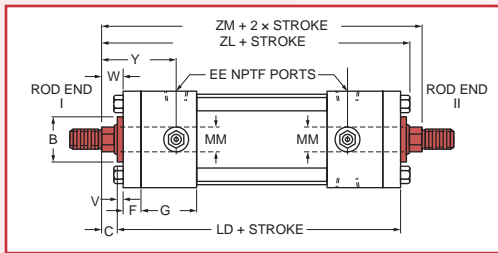
On a double rod end cylinder where two different rod ends are required, or two different rod sizes are required, or cushions on one end are required, be sure to state clearly which rod is to go at which end of the cylinder. When two types of mounting styles are required, be sure to specify their relationship to the piston rods, if they are not the same.



BORE DIA.	ROD MM	CYLINDER CODE #	LD*	SE1*	SS1*	XE1*	ZE1*	ZL	ZM	ZT1*
1 1/2	5/8	D051	4 7/8	6 3/8	3 3/8	6 1/2	6 1/2	5 7/8	6 1/8	6 5/8
	1	D052				6 7/8	6 7/8	6 1/4	6 7/8	6 7/8
2	5/8	D510	4 7/8	6 3/4	3 3/8	6 7/16	6 3/4	5 15/16	6 1/8	6 5/8
	1	D511				6 13/16	7 1/8	6 5/16	6 7/8	7
	1 3/8	D512				7 1/16	7 3/8	6 9/16	7 3/8	7 1/4
2 1/2	5/8	D520	5	7 1/8	3 1/2	6 11/16	7	6 1/16	6 1/4	5 3/4
	1	D521				7 1/16	7 3/8	6 7/16	7	7 1/8
	1 3/8	D522				7 5/16	7 5/8	6 11/16	7 1/2	7 3/8
	1 3/4	D523				7 9/16	7 7/8	6 15/16	8	7 5/8
3 1/4	1	D530	6	7 3/4	3 3/4	7 5/8	8	7 1/4	7 1/2	8 1/8
	1 3/8	D531				7 7/8	8 1/4	7 1/2	8	8 3/8
	1 3/4	D532				8 1/8	8 1/2	7 3/4	8 1/2	8 5/8
	2	D533				8 1/4	8 5/8	7 7/8	8 3/4	8 3/4
4	1	D540	6	8	3 3/4	7 3/4	8 1/8	7 1/4	7 1/2	8 1/8
	1 3/8	D541				8	8 3/8	7 1/2	8	8 3/8
	1 3/4	D542				8 1/4	8 5/8	7 3/4	8 1/2	8 5/8
	2	D543				8 3/8	8 3/4	7 7/8	8 3/4	8 3/4
	2 1/2	D544				8 5/8	9	8 1/8	9 1/4	9
5	1	D550	6 1/4	8 3/8	3 5/8	8 1/16	8 9/16	7 9/16	7 3/4	8 13/16
	1 3/8	D551				8 5/16	8 13/16	7 13/16	8 1/4	9 1/16
	1 3/4	D552				8 9/16	9 1/16	8 1/16	8 3/4	9 5/16
	2	D553				8 11/16	9 3/16	8 3/16	9	9 7/16
	2 1/2	D554				8 15/16	9 7/16	8 7/16	9 1/2	9 11/16
	3	D555								
3 1/2	D556									
6	1 3/8	D560	7	8 7/8	4 1/8	8 7/8	9 3/8	8 7/16	8 3/4	9 11/16
	1 3/4	D561				9 1/8	9 5/8	8 11/16	9 1/4	9 15/16
	2	D562				9 1/4	9 3/4	8 13/16	9 1/2	10 1/16
	2 1/2	D563				9 1/2	10	9 1/16	10	10 5/16
	3	D564								
	3 1/2	D565								
4	D566									

NOTE:

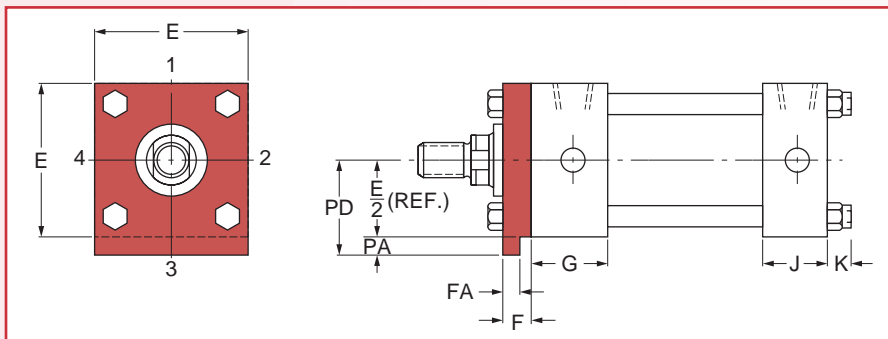
These dimensions are to be substituted for the related mounting dimensions given on the preceding pages. All dimensions given on this table are plus stroke.



KEY MOUNT CYLINDERS

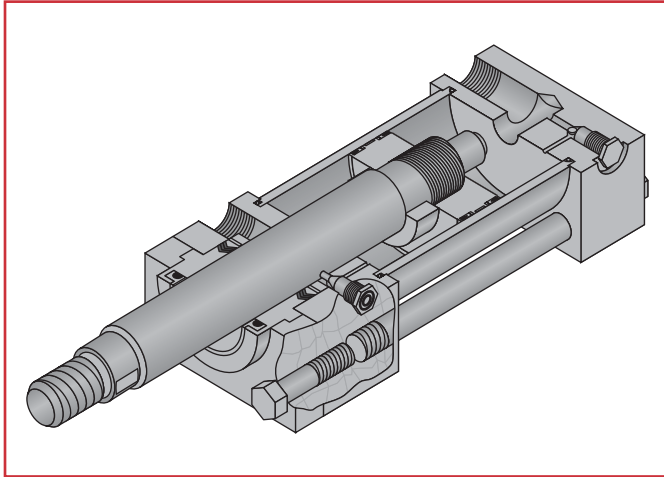
The Milwaukee Key Mount retainer plate is a mounting option designed to add rugged stability to foot and side mount cylinders. The retainer plate is extended below the

mounting surface of the cylinder. This extension may be fitted into a milled keyway in your mounting pad, eliminating the need for welded keys or locator pins.



BORE DIA.	E	F	FA	G	PA	PD
1 1/2	2	3/8	.312/.310	1 1/2	3/16	1 3/16
2	2 1/2	3/8	.312/.310	1 1/2	3/16	1 7/16
2 1/2	3	3/8	.312/.310	1 1/2	3/16	1 11/16
3 1/4	3 3/4	5/8	.562/.560	1 3/4	5/16	2 3/16
4	4 1/2	5/8	.562/.560	1 3/4	5/16	2 9/16
5	5 1/2	5/8	.562/.560	1 3/4	5/16	3 1/16
6	6 1/2	3/4	.687/.684	2	3/8	3 5/8

SEAL KITS



How to Order Complete Seal Kits

When ordering complete seal kits, specify the following information on your order:

1. The serial number of the cylinder the seals will be used on.
2. The bore and rod size.
3. If the cylinder is cushioned.

To eliminate untimely delays in the handling of your order, please use the seal kit code as shown in the example below:

Example:

Buna-N Kit No.	XXXXX-7-40 - cylinder code number (refer to pages 4LH-11LH)
Viton Kit No.	XXXXX-8-40 - cylinder code number (refer to pages 4LH-11LH)

SEALS

Buna-N-Seal

This type of seal is excellent with petroleum products. The seal is rated for a temperature range from -65°F to +250°F, but when used for low temperatures, it is necessary to sacrifice some low temperature resistance. It is a superior material for compression set, cold flow, tear and abrasion resistance. This seal is generally recommended for petroleum, water and water-glycol.

Polyurethane Seal

The polyurethane seal provides excellent mechanical and physical properties. Recommended for hydraulic service in petroleum based oils where resistance to extrusion and abrasion is required. Temperature range is -40°F to 180°F.

FLUIDS

Hydraulic fluid is much more than the theoretician's incompressible medium. It heats, cools, lubricates and sometimes corrodes mechanical components, picks up and releases gases and sweeps sludge into supposedly free clearance. The fluid is just as important as any other part of the hydraulic system. In fact, a major portion of hydraulic problems stem from the use of improper types of fluids or fluids containing dirt and other contaminants.

To understand the fluids used in today's industry, you have to divide them into two general areas: petroleum fluids and fire resistant fluids. These in turn break down into a number of different types with different properties. Not all fluids are compatible with the standard seal combinations offered by cylinder manufacturers.

The chart shows a small sample of the fluids available and the seals with which they are compatible. Specific information on seal compatibility is available from either the fluid supplier or the component manufacturer.

The chart is for general information and should not be taken as warranty or representation for which legal responsibility is assumed. The chart and the information on this page are offered only for your convenience, consideration, investigation and verification.

Ethylene Propylene

The seal is excellent when used with Skydrol 500 and Phosphate Ester fluids. The seal is rated for a temperature range from -65°F to +350°F. This seal is generally recommended for phosphate ester, steam (to 400°F), water and ketones.

Viton Seal

Viton seals are compatible with a wide range of fluids. This seal is rated for a temperature range from -20°F to +350°F. This seal is generally recommended for petroleum, silicate ester, diester, halogenated hydrocarbons and most phosphate esters.

FLUID NAME	MILITARY SPECIFICATION	TRADE NAME/NUMBER	COMPATIBILITY			
			BUNA-N	POLY-URETHANE	EP	VITON FLURO-CARBON
Water Glycol	MIL-H22072	Houghto-Safe 600 Series	R	U	R	S
		Houghto-Safe 500 Series	R	U	R	—
		Houghto-Safe 271 Series	R	U	R	S
		Ucon Hydrolube	R	U	R	R
		Celluguard	R	U	R	R
Water Oil/Emulsion		Houghto-Safe 5040 Series	R	U	U	R
		Gulf FR	R	R	U	R
Water Soluble Oil		—	R	—	R	—
Water Fresh		—	R	U	R	S
Water Salt		—	R	U	R	S
Phosphate Ester	MIL-19547B	Houghto-Safe 1000 Series	U	—	R	R
		Houghto-Safe 1120 Series	U	U	R	R
		Pyrogard 42, 43, 53, 55	U	U	R	R
		Skydrol 500 Type 2	U	U	R	U
		Skydrol 7000 Type 2	U	U	R	U
Diester	MIL-H-7808	Lube Oil Aircraft	S	U	U	S
Silicate Ester	MIL-H-8446B	Brayco 846	S	R	U	R
Kerosene		—	R	R	U	R
Jet Fuel	MIL-J-5624	JP-3,4,5 (RP-1)	R	S	U	R
Diesel Fuel		—	R	M	U	R
Gasoline		—	R	S	U	R
Petroleum Base	MIL-H-6383	Preservative Oil	R	R	U	R
	MIL-H-5606	Aircraft Hyd. Fluid	R	S	U	R
High Water Base 95-5		Hydrolubic 120-B	S	R	S	S

Seal Compatibility:

R = recommended S = satisfactory M = marginal U = unsatisfactory — = insufficient

NOTE:

The above chart is for general information and should not be taken as warranty or representation for which legal responsibility is assumed. The information on this page is offered only for your convenience, consideration, investigation, and verification.

Annexe B

Catalogue des valves hydrauliques

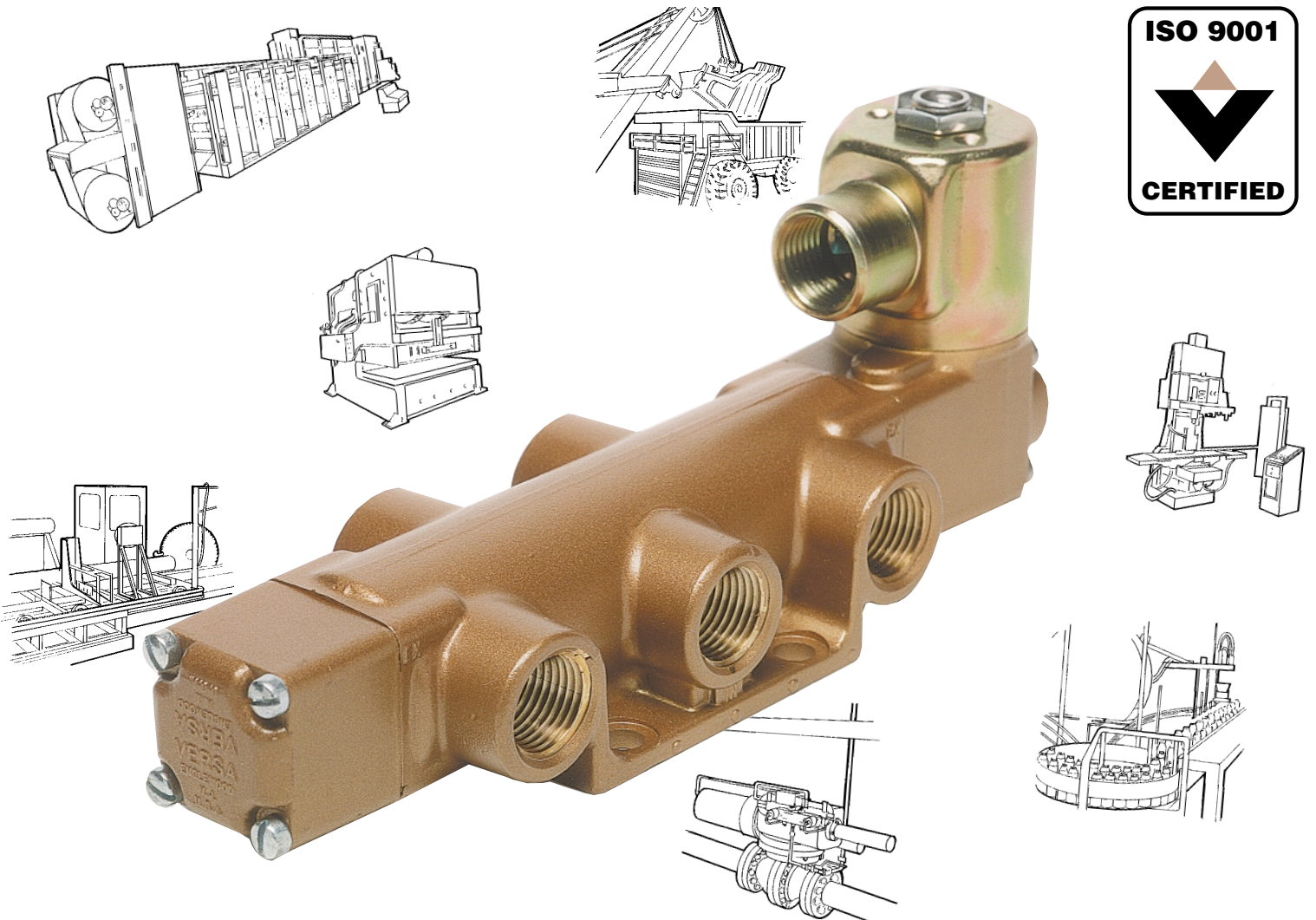
Toutes les pages du catalogue ne sont pas incluses dans cette annexe. Les pages non pertinentes ont été omises afin d'éviter une surcharge d'information. Le catalogue entier est disponible sur le site Internet de la compagnie Versa Valves [31]. Les valves ont été achetées auprès du distributeur Magnéto Québec Inc., situé à Québec.

SERIES V & T VALVES

VERSA[®]

BULLETIN
VT-2003

AIR VALVES FOR INDUSTRY SINCE 1949



www.versa-valves.com
e-mail: sales@versa-valves.com

Versa Products Company, Inc., 22 Spring Valley Road, Paramus, New Jersey, USA 07652 • TEL: 201/843-2400 FAX: 201/843-2931
Versa BV, Prins Willem Alexanderlaan 1429, 7312 GB Apeldoorn, The Netherlands • TEL: +01131-55-3681900 FAX: +01131-55-3681909

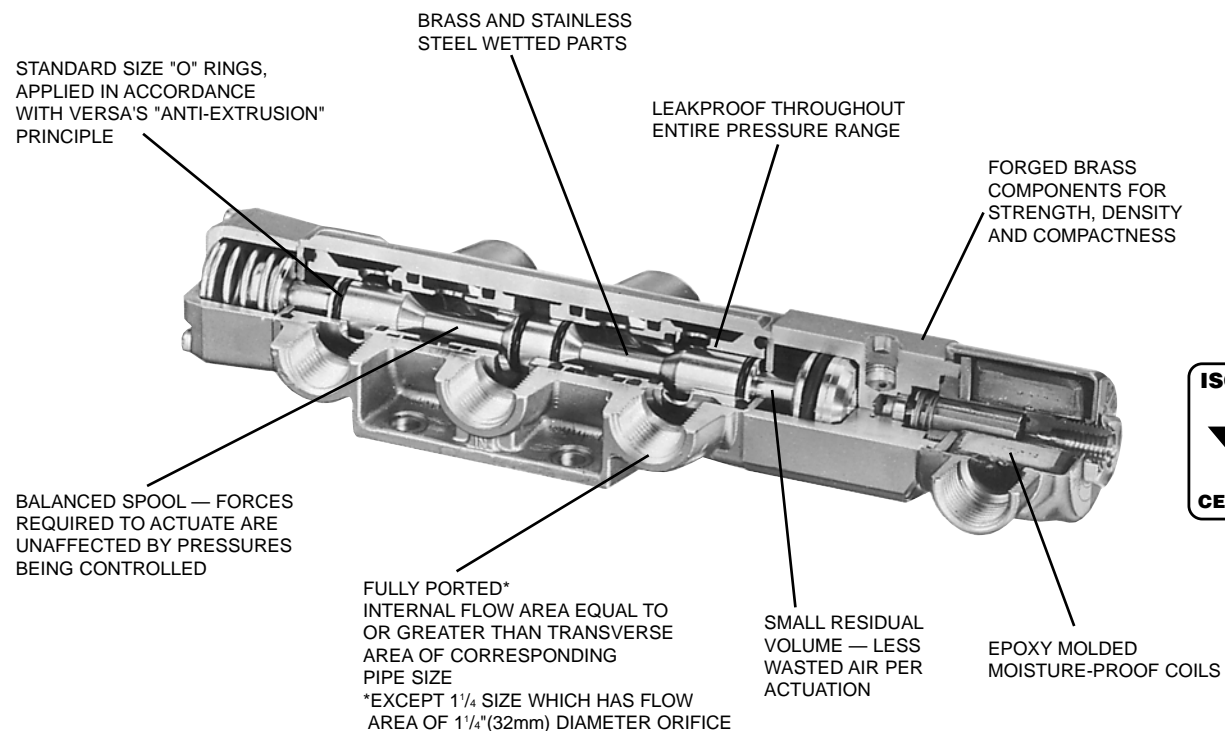
BASIC FEATURES

Versa exercises diligence to assure that information contained in this catalog is correct, but does not accept responsibility for any errors or omissions. Versa also reserves the right to change or delete data or products at any time without prior notification. To be sure the data you require is correct, consult factory.

GENERAL CHARACTERISTICS OF SERIES "V" & "T" VALVES

VERSATILITY: For practically all pneumatic, and for many low pressure hydraulic directional control applications there is a Versa Valve made for trouble-free performance under the most exacting conditions. Integrity of design makes Versa Valves adaptable to a maximum number of applications with a minimum of components. This is possible through the modular approach to valve construction, which allows valve bodies and actuating devices to be interchanged end for end and valve for valve in many cases. The next few pages illustrate the modular approach to valve design and how this makes possible the many thousands of viable valving variations with Versa's Series "V" & "T" valves. A logical, significant product numbering system, derived from the modular method, enables the customer to "build" his own valve to fit his unique specifications.

CONSTRUCTION:



EVERY VALVE FUNCTIONALLY TESTED THROUGHOUT COMPLETE PRESSURE RANGE BEFORE SHIPPING

COMPATIBILITY & APPLICATION RANGE: **Series "V"** valves are designed for the control of pneumatic pressures from partial vacuum to 200 psi (14 bar). However, the use of standard O ring seals makes it possible to supply many different compounds in order to meet varying conditions of media and temperature. In general, the standard NBR (Nitrile) O rings used in Series "V" valves allow application for most general industrial use. Ambient temperatures below freezing require moisture free air and the use of suitable lubrication.

Series "T" valves are designed for the control of hydraulic pressures 0 to 500 psi (35 bar). Their maximum media temperature is 130°F (55°C). For water service, consult factory.

Limitations generally apply to specific types of actuation, such as solenoid or pilot. The minimum and maximum pressures in these cases are dependent upon valve size, method of return actuation, valve series, range of pressure being controlled. For specific information refer to specification pages V-3.1 thru V-3.8.

Specifications

CONSTRUCTION

Valve Bodies — Forged brass [when plated (Suffix - 167), electroless nickel on forged brass]

Actuator End Caps — Forged or rod brass [when plated (Suffix -167), electroless nickel on forged or rod brass]

EXCEPTIONS:

Spring Cap & Detent Cap (standard) — Diecast aluminum
(optional) — Forged brass

Diaphragm Cap — Aluminum, chromate conversion

Solenoid Coil Cover — Zinc chromate
coated steel

Internal Parts — (wetted) — Rod brass [when plated (Suffix -10), electroless nickel on brass] or stainless steel

(non-wetted) — Forged or rod brass, stainless steel, zinc plated steel,
spring steel.

Solenoid Operator — Stainless steel (303, 430F)

Manual Knobs — Plastic

Pedal or Treadle — Aluminum casting

Subplates & Manifolds — (standard) — Aluminum
(optional) — Brass

Fasteners — (standard) — Zinc plated steel
(optional) — Stainless steel

SEALS

Since standard size O rings are used for seals, several different seal materials are available. Standard seals in **Series "V"** are NBR (nitrile). Other seal materials available include:

NBR High Nitrile — Suffix -11

FKM (fluorocarbon) per ASTM D-1418/ISO-1629 — Suffix -155

EPR (ethylene propylene) — Suffix -EP

NOTE: The above seal materials may also be used for the solenoid plunger, when applicable.

See TEMPERATURE for specific recommendations.

.....
Series "T" valves utilize TFE (tetrafluoroethylene) dynamic seals and NBR (nitrile) static seals. Series "T" 5-way valves utilize TFE (tetrafluoroethylene) and NBR (nitrile) dynamic seals, and NBR (nitrile) static seals.

Specifications

PORT SIZES (Valve or Sub-plate)

PORT NAME	VALVE SIZE							
	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1-1/4 (sideported)	1-1/4 (subplate mounting)
Inlet, Cylinder, Outlet, Exhaust	1/8" NPT or G	1/4" NPT or G	3/8" NPT or G	1/2" NPT or G	3/4" NPT	1" NPT	1" NPT	1-1/4" NPT
Pilot (Remote or Bleed Type) or EXPilot (Solenoid EXPilot Type)	1/8" NPT							
Pilot (Diaphragm Actuated Type) or Threaded Solenoid Exhaust Adapter (-H)	1/4" NPT							
Solenoid Exhaust	5/16" - 18							

FLOW

The amount of flow through a valve is dependent upon the differential pressure (ΔP) between ports of the valve. Temperature, specific gravity, and viscosity are other variables that can affect flow. When dealing with gases, unless conditions are far from standard, temperature and specific gravity (SG) will have little effect.

Flow is often expressed in terms of C_V (K_V). The C_V (K_V) factor (flow factor) is a mathematical term that defines the relationship between flow and pressure. The larger the C_V (K_V) factor, the greater the flow capacity of the valve. If the C_V (K_V) factor, for a particular valve or other component or system is known, it can be substituted into an equation that will give the flow when details about the pressure are known. In the case of gases, it is necessary to know both the outlet pressure and the pressure drop (or at least an approximation) in order to determine the flow.

C_V (K_V) factors may be used to compare one valve's flow capacity with another. However, bear in mind that latitude exists for valve manufacturers to determine the C_V (K_V) factor and therefore this kind of comparison may not be entirely valid.

GASES

$$SCFM = 22.5 C_V \sqrt{\frac{\Delta P \text{ (Outlet psi abs)}}{(460^\circ + F^\circ) (SG)}}$$

$$Nm^3/h = 30.8 K_V \sqrt{\frac{\Delta P \text{ (Outlet bar abs)}}{(273^\circ + C^\circ) (SG)}}$$

LIQUIDS

$$GPM = C_V \sqrt{\frac{\Delta P \text{ psi}}{(SG)}}$$

$$\text{Liters/M} = K_V \sqrt{\frac{\Delta P \text{ bar}}{(SG)}}$$

C_V (K_V) FACTORS FOR SERIES "V" & "T" VALVES

Basic Valve Size	Flow Area Diameter	Port Size*	Average		Flow**	
			C_V Factor	K_V Factor	SCFM	Nm^3/h
			(all ports)	(all ports)		
1/4	3/8" (9.5mm)	1/8" NPT or G	1.4	20.3	80	145
		1/4" NPT or G	1.8	26.1	100	185
1/2	5/8" (15.9mm)	3/8" NPT or G	3.4	49.3	200	345
		1/2" NPT or G	4.0	58.0	240	405
1	1-1/16" (26.99mm)	3/4" NPT	9.7	140.6	580	980
		1" NPT	11.1	161.0	640	1125
1-1/4	1-1/4" (31.75mm)	1" NPT (side ported)	14.9	216.0	890	1820

* Subplates of the same port size will provide C_V (K_V) factors 5-10% lower. Over-ported subplates can be supplied which will usually increase the C_V (K_V) factor 5-10%. Fittings with smaller ID than the corresponding iron pipe will restrict flow.

**Assumptions:

Flow = air
 Inlet pressure = 100 psi (7 bar)
 $\Delta P = 40$ psi (3 bar)
 Outlet abs = 74.7 psi (5 bar)
 Temp = 68°F (20°C)
 SG = 1.0

HOW TO SIZE THE VALVE TO THE CYLINDER

In selecting the right valve for a cylinder application, one needs to know three design conditions: 1. Cylinder bore; 2. Stroke; 3. Extension Time. Using the valve selection chart below one can select the smallest valve that will meet the design conditions. The smaller valve generally costs less and requires less space. The valve sizes shown are Series "V" basic sizes; use plumbing of the same capacity for maximum cylinder speed.

MINIMUM PISTON SPEED IN IN/SEC (MM/SEC)

CYLINDER BORE IN INCHES (mm)	1 (25.4)	3 (76.2)	6 (152.4)	12 (304.8)	24 (609.6)	36 (914.4)	48 (1219.2)
Thru 2" (50.8)							
Thru 2-1/2" (63.5)							
Thru 4" (101.6)	1/4 Basic Size						
Thru 5" (127.0)				1/2 Basic Size			
Thru 6" (152.4)				1 Basic Size			
Thru 8" (203.2)				1-1/4 Size			

This table was derived from extensive valve-performance testing with a wide variety of cylinders. It is based on short line [air travels at approximately 1,000 feet (305 meters) per second], 60-90 psi (4.1-6.2 bar) at the valve, cycle rates of 60 cpm or less, small difference in effective area, equal inlet and exhaust C_V (K_V) factors, and loads requiring less than 30 psi (2.1 bar) to initiate movement. In other cases, an experimental approach must be used.

Specifications

PRESSURE RANGES

SERIES "V" (Pneumatic)

TYPE OF ACTUATION	TYPE OF RETURN	OPERATING PRESSURE RANGE THROUGH VALVE (CONTROLLED PRESSURE)		MINIMUM PILOT PRESSURE †† (When Applicable)		
		1/8 - 1/2	3/4 - 1 (1¼*)	1/8 - 1/2	3/4 - 1¼	
CAM, PEDAL, TREADLE or HAND	Spring, Spring Centering, Detent, Cam, Treadle, Pedal, Hand	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*			
PILOT	Pressure Pilot	Spring, Spring Centering,	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*	40 psi (2.8 bar)	50 psi (3.5 bar)
		Pressure Pilot	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*	20 psi (1.4 bar)	20 psi (1.4 bar)
	Bleed Pilot	Bleed Pilot	40 - 200 psi (2.8 - 14 bar)	40 - 200 psi* (2.8 - 14 bar)*		
	Diaphragm	Spring, Spring Centering		VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*		15 - 50 psi MAX (1 - 3.5 bar MAX)
			-31	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*	10 - 200 psi MAX (0.7 - 14 bar MAX)
		Diaphragm		VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*		6 - 50 psi MAX (0.4 - 3.5 bar MAX)
	-31	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*	5 - 200 psi MAX (0.3 - 14 bar MAX)	20 - 200 psi MAX (1.4 - 14 bar MAX)	
SOLENOID - † PILOT	INPilot	Spring, Spring Centering	40 - 175 psi (2.8 - 12 bar)	40 - 175 psi* (2.8 - 12 bar)*		
		Solenoid Pilot	20 - 175 psi (1.4 - 12 bar)	20 - 175 psi* (1.4 - 12 bar)*		
	EXPilot	Spring, Spring Centering	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*	40 - 175 psi MAX† (2.8 - 12 bar MAX)†	50 - 175 psi MAX† (3.5 - 12 bar MAX)†
		Solenoid Pilot	VAC. - 200 psi (VAC. - 14 bar)	VAC. - 200 psi* (VAC. - 14 bar)*	20 - 175 psi MAX† (1.4 - 12 bar MAX)†	20 - 175 psi MAX† (1.4 - 12 bar MAX)†

† All standard solenoid valves with maximum operating pressure or pilot pressure listed at 175 psi (12 bar) may be plus pressure rated to a maximum of 200 psi (14 bar). Specified by adding suffix -200 to model number.

* For 1¼" maximum operating pressure is limited to 150 psi (10 bar), pneumatic.

†† Minimum Pilot Pressures are based on normal airline lubrication. For more prolonged and efficient operating life, use an airline filter and lubricator device. Refer to page V-3.4 for recommendations. Where lubrication is not possible, consult the factory for required modifications.

SERIES "T" (Hydraulic) †††

TYPE OF ACTUATION	TYPE OF RETURN	OPERATING PRESSURE RANGE THROUGH VALVE (CONTROLLED PRESSURE)		MINIMUM PILOT PRESSURE †† (When Applicable)			
		1/8 - 1/2	3/4 - 1	1/8 - 1/2	3/4 - 1		
CAM, PEDAL, TREADLE or HAND	Spring, Spring Centering, Detent, Cam, Treadle, Pedal, Hand	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)				
PILOT	Pressure Pilot	Spring, Spring Centering,	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	55 psi (3.8 bar)	55 psi (3.8 bar)	
		Pressure Pilot	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	30 psi (2.1 bar)	40 psi (2.8 bar)	
	Bleed Pilot	Bleed Pilot	55 - 500 psi (3.8 - 35 bar)	55 - 500 psi (3.8 - 35 bar)			
	Diaphragm	Spring, Spring Centering		0 - 500 psi (0 - 35 bar)		20 - 50 psi MAX (1.4 - 3.5 bar MAX)	
			-31	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	15 - 200 psi MAX (1 - 14 bar MAX)	25 - 200 psi MAX (1.7 - 14 bar MAX)
		Diaphragm		0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)		10 - 50 psi MAX (0.7 - 3.5 bar MAX)
	-31	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	8 - 200 psi MAX (0.6 - 14 bar MAX)	25 - 200 psi MAX (1.7 - 14 bar MAX)		
SOLENOID - PILOT	INPilot	Spring, Spring Centering	55 - 175 psi (3.8 - 12 bar)	55 - 175 psi (3.8 - 12 bar)			
			-H500	125 - 450 psi (8.6 - 31 bar)	125 - 450 psi (8.6 - 31 bar)		
		Solenoid Pilot	30 - 175 psi (2.1 - 12 bar)	40 - 175 psi (2.8 - 12 bar)			
	EXPilot	Spring, Spring Centering		0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	55 - 175 psi MAX (3.8 - 12 bar MAX)	55 - 175 psi MAX (3.8 - 12 bar MAX)
				-H500	70 - 450 psi (4.8 - 31 bar)	70 - 450 psi (4.8 - 31 bar)	
		Solenoid Pilot	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	0 - 500 psi (0 - 35 bar)	30 - 175 psi MAX (2.1 - 12 bar MAX)	40 - 175 psi MAX (2.8 - 12 bar MAX)	

†††For water service consult factory.

SOLENOID/PILOT — COIL SPECIFICATIONS

COIL COVER — Standard provides 1/2" NPT female conduit connection.

Use Suffix -243 for grommated housing with wire leads.

Use Suffix -HC or -HCC for DIN style coil connector.

COILS — Standard coil lead lengths are at least 24" (60cm). Consult factory for availability of longer lead lengths.

CONTINUOUS DUTY COIL VOLTAGES*			AC				DC				
SERIES	SOLENOID OPERATOR (Service & Type)		Voltage	Coil Code #	Inrush Amp	Holding Amp	Ohm	Voltage	Coil Code #	Amp-Inrush & Holding	Ohm
	ORDINARY DIN	Suffix-HC, or -HCC	120/60 240/60 110/50 220/50	A120 A240 E110 E220	0.20 0.13 0.20 0.13	0.16 0.08 0.16 0.08	205 845 205 845	12 24 48	D012 D024 D048	0.86 0.44 0.21	14 55 225
		Low Watt Suffix-3567 or -LB-XN	12/60 24/60 48/60 120/60 240/60	A012 A024 A048 A120 A240	0.58 0.20 0.14 0.06 0.03	0.30 0.15 0.07 0.03 0.02	11 43 175 1085 5050	6 12 24 48 120	D006 D012 D024 D048 D120	0.32 0.16 0.08 0.04 0.02	19 75 312 1337 7815
	HAZARDOUS [(d) Flameproof]	Suffix-XDAS or-XDAT	24/60 120/60 240/60 24/50 127/50 230/50	A024 A120 A240 E024 E127 E230				12 24 28 48 110 125	D012 D024 D028 D048 D110 D125		
		Suffix-XN	24/60 120/60 240/60 24/50 110/50 220/50 240/50	A024 A120 A240 E024 E110 E220 E240	0.63 0.13 0.06 0.61 0.13 0.07 0.06	0.38 0.08 0.04 0.37 0.08 0.04 0.04	19 475 2000 25 475 2030 2714	6 12 24 47 125	D006 D012 D024 D047 D125	1.30 0.63 0.32 0.16 0.06	5 19 75 295 2030
	HAZARDOUS Hazardous Locations	Suffix -HC-XISC, -HCC-XISC	—	—	—	—	—	24	D024		
		[(ia) Intrinsic Safe] Suffix -HC-XISX6, -HCC-XISX6	—	—	—	—	—	24	D024		
		[(ib) Intrinsic Safe] Suffix -XIFA, -XIFE, -XIFF	—	—	—	—	—	24	D024		
	HAZARDOUS [(m) Encapsulation] [(e) Increased Safety]	Suffix -XMFA, -XMFE -XMFF, -XMFG	—	—	—	—	—	24	D024		
		Suffix -XMAA, -XMAE, -XMAF, -XMAG	—	—	—	—	—	24	D024	—	—

* Coils for voltages other than those listed above, may be available.
Class H (Suffix -HT) coils are available for both ordinary and hazardous service.
Contact factory for availability and delivery information.

SOLENOID/PILOT — SPECIFICATIONS

TEMPERATURE

O RING, COIL, & SOLENOID PLUNGER RECOMMENDATIONS FOR AVERAGE SERVICE CONDITIONS AT VARIOUS TEMPERATURES

Temperature Range Medium/Ambient Temperature	O Ring Seals † (All Valves) **	Solenoid Plungers & Coils for Electrical Service					
		Intermittent Duty		Continuous Duty (Deadend Service)			
		AC or DC Service		AC Service		DC Service	
		Coil	Solenoid Plunger	Coil	Solenoid Plunger	Coil	Solenoid Plunger
Above 300°F (150°C)	Valves not recommended	Valves not recommended		Valves not recommended		Valves not recommended	
200°F to 300°F (95°C to 150°C)	Suffix -155	Valves not recommended		Valves not recommended		Valves not recommended	
150°F to 200°F (65°C to 95°C)	Suffix -155	Suffix -HT	Suffix -3 (which is included in coil suffix -HT)	Suffix -HT	Suffix -3 (which is included in coil suffix -HT)	Suffix -HT*	Suffix -3 (which is included in coil suffix -HT)
120°F to 150°F (50°C to 65°C)	Standard NBR (nitrile) NBR (high nitrile)-(Suffix -11) FKM (fluorocarbon)-(Suffix -155)	Standard*	Suffix -3	Standard	Suffix -3	Suffix -HT*	Suffix -3 (which is included in coil suffix -HT)
20°F to 120°F (-5°C to 50°C)	Standard NBR (nitrile) NBR (high nitrile)-(Suffix -11) FKM (fluorocarbon)-(Suffix -155)	Standard	Standard	Standard	Suffix -3	Standard	Suffix -3
5°F to 20°F (-15°C to -5°C)	Standard NBR (nitrile) NBR (high nitrile)-(Suffix -11)	Standard	Standard	Standard	Suffix -3	Standard	Suffix -3
Below 5°F (-15°C)	Consult Factory	--	--	--	--	--	--

* At elevated temperature in DC service the coil develops less power because resistance increases. Consult Factory with application details.

** O ring seals in the table refers only to dynamic seals. Occasionally it is necessary to change static seals due to temperature or chemical requirements.

† **SERIES T:** Dynamic seals are a combination of TFE (tetrafluoroethylene) and NBR (nitrile).

Only the NBR (nitrile) rings can be changed. Temperature range of Series T valves is 32°F to 130°F (0°C to 55°C).

This guide is designed for evaluation by technically competent persons and is thought to be reliable, but Versa Products Co., Inc. shall have no responsibility or liability for the results obtained or damages resulting from such use.

SOLENOID/PILOT - ELECTRICAL OPERATOR SPECIFICATIONS

Solenoid/Pilot actuated Series V & T valves are available with a variety of different solenoids for both nonhazardous and hazardous locations. Basic details of actuators are listed below. For additional data consult factory.

NONHAZARDOUS LOCATION SOLENOIDS (Inline or upright style)

Suffix Identification	Protection Classification	Area Classification and (Gas Grouping)	Certification (Conformance)	Ingress Protection
None or -U	General Purpose	Indoor & Outdoor	CSA	NEMA 1,2,3
-HC -HCC	General Purpose	Indoor & Outdoor	CSA	NEMA 4; IP65

HAZARDOUS LOCATION SOLENOIDS (upright style only)

Suffix Identification	Protection Classification	Area Classification and (Gas Grouping)	Certification (Conformance)	Ingress Protection
-XX	Hazardous Locations	Class I, Division 2 (A & B) Class I, Division 1 (C & D) Class II, Division 1 (E,F,G)	UL CSA	NEMA 7 & 9
-3567	Hazardous Locations	Class I, Division 2 (A & B) Class I, Division 1 (C & D) Class II, Division 1 (E,F,G)	UL CSA	NEMA 7 & 9
-XN	(d) Flameproof	Zones 1 & 2 (IIB+H ₂) Category 2G T4	ATEX	IP66
-LB-XN	(d) Flameproof	Zones 1 & 2 (IIB+H ₂) Category 2G T6	ATEX	IP66
-XDAS or -XDAT	(d) Flameproof	Zones 1 & 2 (IIC) Category 2G	ATEX	IP66 & IP67
-XMAA or -XMAE or -XMAF or -XMAG	(m) Encapsulation (e) Increased Safety	Zones 1 & 2 (II) Category 2G	ATEX	IP66 & IP67
XMFA or -XMFE or -XMFF or -XMFG	(m) Encapsulation (e) Increased Safety	Zones 1 & 2 (II) Category 2G	ATEX	IP66 & IP67
-HC-XISC -HCC-XISC	Hazardous Locations	Class I, Groups (A,B,C,D) Class II, Groups (E,F,G) Class III, Division 1	Factory Mutual CSA	NEMA 4
-HC-XISX6 -HCC-XISX6	(ia) Intrinsic Safe	Zones 0, 1 and 2, (IIC) Category 1G T6	ATEX	IP65
-XIFA or -XIFE or -XIFF	(ib) Intrinsic Safe	Zones 1 & 2 (IIB) Category 1G	ATEX	IP66 & IP67

* See page V-3.5 for more detailed voltage/coil data.

PRODUCT NUMBER COIL CODES:

Complete product numbers require, when applicable, a coil code that represents the desired coil current, frequency and voltage. See page V-3.5 for specific coil code that applies.

Voltage (Power)*	Electrical Characteristics	Miscellaneous
All usual 50 Hz & 60 Hz AC (8.7W) All usual DC (9.5W)	Class F epoxy molded coil (155°C). Continuous duty. 2 leads 24" (60cm).	Steel chromate coated cover with 1/2 NPT conduit entry: (None or -U) with Grommeted leads: (-243)
120V60, 240V60 (8.5W) 110V50, 220V50 (8.5W) 12VDC, 24VDC, 48VDC (10.5W)	Class F epoxy molded coil (155°C), with 3 spade terminals and mini DIN socket with PG9 cable gland. Continuous duty.	DIN connector with PG9 cable gland: (-HC) DIN connector with 1/2 NPT conduit entry: (-HCC) DIN connector with indicator light: (-HCL)

Voltage (Power)*	Electrical Characteristics	Miscellaneous
All usual 50 Hz & 60 Hz AC (7.3W) All usual DC (9.5W)	Class F epoxy molded coil (155°C). Continuous duty. 3 leads 24" (60 cm).	Steel chromate coated coil housing with 1/2 NPT conduit entry. For 182FM stainless steel coil housing with 1/2 NPT conduit entry add: -TR50-ST
12V60, 24V60, 48V60, 120V60, 240V60 (1.8W) 6VDC, 12VDC, 24VDC, 48VDC, 125VDC (1.8W)	Class F epoxy molded coil (155°C). Continuous duty. 3 leads 24" (60 cm). 1.8W nominal power.	Steel chromate coated coil housing with 1/2 NPT conduit entry. Maximum pilot pressure 120 psi (8 bar). 1.8W nominal power.
All usual 50 Hz & 60 Hz AC (5.6W) All usual DC (7.2W)	Class F epoxy molded coil (155°C). Continuous duty. 3 leads 24" (60 cm). For Potted Coil Add: -PC	Steel chromate coated coil housing with M20 x 1.5 conduit entry. Ground terminal on cover. For 182FM stainless steel coil housing with 1/2 NPT conduit entry add: -ST
12V60, 24V60, 48V60, 120V60, 240V60 (1.8W) 6VDC, 12VDC, 24VDC, 48VDC, 125VDC (1.8W)	Class F epoxy molded coil (155°C). Continuous duty. 3 leads 24" (60 cm). 1.8W nominal power.	Steel chromate coated coil housing with M20 x 1.5 conduit entry. Ground terminal on cover. Maximum pilot pressure 120 psi (8 bar). 1.8W nominal power.
24V50, 230V50 (6W); 127V50 (10W) 24V60, 120V60, 240V60 (10W) 12VDC, 24VDC, 28VDC, 48VDC, 110VDC 125VDC (10W)	Class F epoxy molded coil (155°C). Continuous duty.	Stainless steel coil housing with Internal Junction Box. Internal and external ground screw. M20 x 1.5 conduit entry: (-XDAS) 1/2 NPT conduit entry: (-XDAT)
24 VDC (4W) (Consult Factory for other voltage options)	Continuous duty Coil & Rectifier, including surge suppression potted within housing.	Thick wall epoxy coil housing with integral junction box. Internal ground terminal. M20 x 1.5 conduit entry: (-XMAA) Cable gland for 6-12 mm ø cable: (-XMAE) 1/2 NPT conduit entry: (-XMAF) Cable gland for 9-16 mm ø cable: (-XMAG)
24 VDC (10W inrush, 2.6W holding) (Consult factory for other voltages)	Continuous duty. Coil & Power Controller potted within housing.	Thick wall epoxy coil housing with integral junction box. Internal ground terminal. M20 x 1.5 conduit entry: (-XMFA) Cable gland for 6-12 mm ø cable: (-XMFE) 1/2 NPT conduit entry: (-XMFF) Cable gland for 9-16 mm ø cable: (-XMFG)
24VDC system voltage prior to barrier (1.6W)	Class F epoxy molded coil (155°C), with 3 spade terminals and DIN connector with PG9 cable gland. Continuous duty.	Requires the use of an approved safety barrier or isolator. Maximum operating system voltage before barrier 28VDC. Maximum pilot pressure 115 psi (8 bar). PG9 cable gland connector: (-HC-XISC) 1/2 NPT conduit entry: (-HCC-XISC)
24VDC system voltage prior to barrier (1.6W)	Class F epoxy molded coil (155°C), with 3 spade terminals and DIN connector with PG9 cable gland. Continuous duty.	Requires the use of an approved safety barrier or isolator. Maximum operating system voltage before barrier 28VDC. Maximum pilot pressure 115 psi (8 bar). PG9 cable gland connector: (-HC-XISX6) 1/2 NPT conduit entry: (-HCC-XISX6)
24VDC (0.8W) (Consult factory for other voltages)	Continuous duty. Coil and power controller potted within housing.	Requires the use of an approved safety barrier or isolator. Thick wall epoxy coil housing and integral junction box. Internal ground terminal. M20 x 1.5 conduit entry: (-XIFA) Cable gland for 6-12 mm ø cable: (-XIFE) 1/2 NPT conduit entry: (-XIFF)

HOW TO SELECT A VERSA VALVE

Every letter and digit in the product number of a Versa Valve has significant meaning. For example, the product number shown below (VSG-452-2-U-14-A120) indicates the following:

V	S	G	4	5	2	2	U	14	A120
PNEUMATIC SERVICE	SPRING RETURN	SOLENOID PILOT-ACTUATED	FOUR-WAY	1/2" NPT	SIDE PORTS (INPILOT)	TWO POSITION	UPRIGHT STYLE SOLENOID	SOLENOID OPERATOR EQUIPPED WITH SILENCER/DUST EXCLUDER NUT	120V60 COIL

BASIC PRODUCT NUMBER

V	S	G	4	5
VALVE SERIES	ACTUATING DEVICES		FUNCTIONAL TYPE OF VALVE	VALVE PORT SIZE
	ON LEFT END OF VALVE LOOKING AT INLET	ON RIGHT END OF VALVE LOOKING AT INLET		
V Series "V" Valve Pneumatic service to 200 psi (14 bar) T Series "T" Valve Hydraulic service to 500 psi (35 bar)	A Special actuator of any type. Letter indicates position of actuator relative to right and left end of body. Suffix detail is required to designate specific actuator B Spring Centering (for 3 position manually operated valves) C Cam D Spring Centering from one offset position only (for 3 position manually operated valves). Spring pulls spool to center E Spring Centering from one offset position only (for 3 position manually operated valves). Spring pushes spool to center F Pedal (for toe operation) G Solenoid-Pilot/2 position H Hand Lever (offset lever) I Palm Button J Pilot-Spring Centering (for 3 position pilot operated valves) K Differential Pilot Return L Hand Lever (centerline lever) N Non-return Device (for manually operated valves — allows valve to be positioned anywhere without detents) P Pressure Pilot/2 position (for bleed pilot also use suffix detail "—1") R Reverse Spring Return (for manually operated valves). Spring pulls valve spool S Spring Return. Spring pushes valve spool T Treadle (for heel-toe operation) U Three-Detent (for manually operated valves) W Diaphragm-Pilot/2 position X Solenoid-Pilot Spring Centering (for 3 position solenoid operated valves) Y Diaphragm-Pilot Spring Centering (for 3 position diaphragm operated valves) Z Two-Detent (for manually operated valves)	2 Two-Way 3 Three-Way 4 Four-Way 5 Five-Way (Dual Pressure Four-Way) 7 Two-Outlet (Directional Three-Way-Diverter) 8 Two-Inlet (Directional Three-Way-Selector)	2 1/8" NPT *3 1/4" NPT ----- 4 3/8" NPT *5 1/2" NPT ----- 6 3/4" NPT *7 1" NPT 7 with suffix-12 provides 1 1/4" (32mm) capacity with 1"NPT side-ports or 1 1/4" NPT subplate ports For sizes 1/8 TO 1/2: ISO 228/1 "G" type threads are indicated by additional use of suffix "-2B". Contact factory for availability. *Basic valve size	

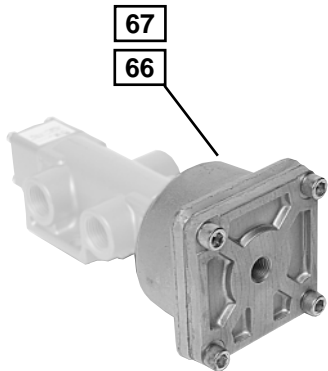
SELECTOR CHART

SUFFIX DETAILS

Suffix details indicate modifications or variations to the basic valve. When specifying simply add those suffix details required in alphabetical and/or numerical order.

Listed below are the suffix detail modifications found in this catalog and the page on which they are noted.

2	2	- U - 1 4 - COIL CODE									
BODY DETAILS	SPOOL DETAILS (Flow patterns)	SUPPLEMENTARY ADAPTATIONS TO VERSA SERIES V & T VALVES									
<p>0 SIDEPORTED-EXPILOT Body with integral, pipe threaded ports. This type of body is directly connected to pressure lines and is used for mechanical, manual and EXPilot* type solenoid or pilot actuated valves.</p> <p>1 SUBPLATE MOUNTING-EXPILOT Body-ported for subplate mounting. This type of body is screw-connected to a subplate or manifold that is connected to pressure lines and is used for mechanical, manual and EXPilot* type solenoid or pilot actuated valves.</p> <p>2 SIDEPORTED - INPILOT Body same as "0" above, except it has an auxiliary internal passage to supply INPilot** type solenoid and pilot actuators.</p> <p>3 SUBPLATE MOUNTING-INPILOT Body same as "1" above, except it has internal auxiliary passage to supply INPilot** type solenoid and pilot actuators. *Separate pressure line connection needed to supply solenoid-pilot, differential pilot return or to control pressure pilot. **Internal auxiliary porting supplies pressurized medium being controlled to pilot, solenoid-pilot or differential pilot return.</p>	<p>TWO-WAY or THREE-WAY VALVES Two Position</p> <p>1 Normally Closed (actuating device must be on right end of valve)</p> <p>2 Normally Open (actuating device must be on left end of valve)</p> <p>THREE-WAY VALVES Three Position</p> <p>3 All ports blocked in center position</p> <p>FOUR-WAY VALVES Two Position</p> <p>2 Standard flow pattern: inlet alternately open to one cylinder port; opposite cylinder port alternately open to exhaust.</p> <p>FIVE-WAY VALVES Two Position</p> <p>2 Standard flow pattern: each inlet port open (alternately) to one cylinder port; opposite cylinder port open (alternately) to exhaust</p> <p>FOUR-WAY OR FIVE-WAY VALVES Three Position (Offset flows as standard flow patterns, above) Center Position</p> <p>3 All ports blocked</p> <p>4 Cylinder ports open to exhaust</p> <p>8 Inlet(s) open to both cylinder ports</p> <p>9 All ports open</p> <p>DIVERTER & SELECTOR VALVES</p> <p>2 2-position</p> <p>3 All ports blocked in center position</p>	<p>Actuator Orientation:</p> <p>-218A thru -218G, Hand Lever, page V-10.1</p> <p>-226, Cam actuator, page V-10.2</p> <p>-227A thru -227C, Pilot actuator, page V-10.2</p> <p>-3470, Treadle actuator, page V-56 thru 61</p> <p>Coil/Coil Housing:</p> <p>-243, Grommeted housing, page V-3.8</p> <p>-HC, -HCC, DIN connector, page V-3.5 & 3.8</p> <p>-HT, Class H coil, page V-3.6 & 70.1</p> <p>-P, Plug-in coil</p> <p>-PC, -PS, Potted coil, page V-10.4 & 70.1</p> <p>Combination Actuators:</p> <p>-113, -113L, Hand/2-detent, page V-69.1</p> <p>-114, -114L, Hand/3-detent, page V-69.1</p> <p>-115, Palm button/2-detent, page V-69.1</p> <p>-130, -130A, -130L Hand/spring return, page V-69.2, V-69.1</p> <p>-136, Palm button/spring return, V-69.1</p> <p>-138, Solenoid/spring return, page V-69.3</p> <p>-150, Pilot/2-detent, page V-69.2</p> <p>-159, Pilot/spring return, page V-69.3</p> <p>-173, Solenoid/spring return, page V-69.3</p> <p>Hazardous Service Solenoids (page V-3.5 & V-3.7):</p> <p>-3567, Hazardous locations, Low Watt, UL & CSA</p> <p>-LB-XN, (d)Flameproof, Low Watt, ATEX</p> <p>-ST, -TR50-ST, Stainless steel housing, page V-3.8 & 70.1</p> <p>-XDAS, -XDAT, (d)Flameproof, ATEX</p> <p>-XIFA, -XIFE, -XIFF, (ib)Intrinsic Safe, ATEX</p> <p>-HC-XISC, -HCC-XISC, Hazardous locations, FM & CSA</p> <p>-HC-XISX6, -HCC-XISX6, (ia)Intrinsic Safe, ATEX</p> <p>-XMAA, -XMAE, -XMAF, -XMAG, (m)Encapsulation, (e)Increased Safety, ATEX</p> <p>-XMFA, -XMFE, -XMFF, -XMFG, (m)Encapsulation, (e)Increased Safety, ATEX</p> <p>-XN, (d)Flameproof, ATEX</p> <p>-XX, Hazardous locations, UL & CSA</p> <p>Manual Override (page V-10.4):</p> <p>-G, Guarded</p> <p>-G5R, Guarded-locking</p> <p>-M, Unguarded</p> <p>-M5R, Unguarded-locking</p> <p>Seals:</p> <p>-3, Continuous duty solenoid/high temp core, fluorocarbon FKM, page V-3.6 & 10.4</p> <p>-11, High nitrile NBR, page V-3.1, 3.4 & 3.6</p> <p>-31, U-cup pilot, page V-3.3</p> <p>-155, Fluorocarbon FKM, page V-3.1, 3.4 & 3.6</p> <p>-EP, Ethylene propylene EPR, page V-3.1</p> <p>Special service/lubrication:</p> <p>-1, Bleed pilot, page V-4.7</p> <p>-10, Electroless nickel plating-internal, page V-3.1</p> <p>-14, Silencer/dustproof coil cover nut, page V-10.4</p> <p>-21, INPilot/EXPilot</p> <p>-33, Retainer cap, page V-65</p> <p>-55A, FDA approved silicone grease, page V-3.4</p> <p>-55M, Silicone grease, page V-3.4</p> <p>-167, Electroless nickel plating-external, page V-3.1</p> <p>-200, Plus pressure rating to 200 psi (14 bar), page V-3.3</p> <p>-H, Threaded solenoid exhaust, page V-10.4 & 70.1</p> <p>-H500, Hydraulic solenoid rated to 450 psi (31 bar), page V-3.3</p>	<p>Solenoid actuated valves require a Coil Code that indicates the specific coil current/frequency and voltage. The Coil Code consists of a letter to indicate the current frequency:</p> <p>Rating Code:</p> <p>A= 60Hz frequency</p> <p>D= Direct Current (DC)</p> <p>E= 50Hz frequency</p> <p>Three numbers follow the Rating Code to indicate voltage:</p> <p>Examples:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Voltage Code</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>24V60 =</td> <td>024</td> </tr> <tr> <td>120V60 =</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td>24VDC =</td> <td>024</td> </tr> </tbody> </table> <p>See page V-3.5 for specific coil and codes.</p>	Voltage Code		24V60 =	024	120V60 =	120	24VDC =	024
Voltage Code											
24V60 =	024										
120V60 =	120										
24VDC =	024										



DIAPHRAGM PILOT

TYPE “P” (+suffix “-1”) BLEED PILOT 66

The bleed type pilot is constantly supplied with pressure from the inlet of the valve and requires valve body for INPilot operation. In order to actuate the bleed type pilot, it is necessary to discharge pressure from the pilot causing a pressure drop sufficient for the return device to operate. Usually the bleed type pilot is used in pairs and is operated by Two-Way valves.

TYPE “W” DIAPHRAGM PILOT (for 2-position valves) 66

TYPE “Y” DIAPHRAGM PILOT (for 3-position valves) 67

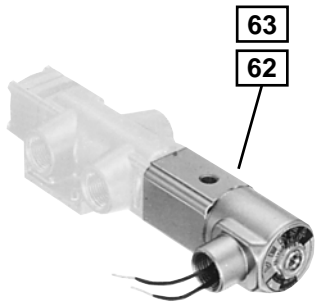
A large pilot area allows the diaphragm pilot to function on very low signal pressures. Usually controlled by a Three-Way valve, the diaphragm pilot requires pressure to actuate. When used in pairs for 2-position valves, it is not necessary to maintain pressure on actuated pilot in order for valve to remain in actuated position. Valve will remain in last position until signalled by opposite pilot to return. When used with spring centering feature (“Y”) valve will remain in center position until actuated by pilot. To remain in actuated position, pilot **must** remain pressurized until it is required for valve to return to center position.

SOLENOID/PILOT

A low power solenoid controls a built-in pilot which provides the positive force for shifting the valve spool. When used with a spring return (“S”) or differential pilot return (“K”) the valve will be actuated when the solenoid is energized and will return when the solenoid is de-energized. When used in pairs for 2-position valves, the solenoid need only be energized momentarily in order to shift the valve. The valve will then remain in the shifted position until signalled to return by the opposite solenoid. In spring centering models (“X”) the valve will remain in the center position until one of the solenoids is energized. It is necessary to maintain energy on the solenoid as long as it is desired for the valve to remain in the shifted position. When de-energized, the valve will return to the center position.

STANDARD COILS are epoxy molded. For AC and DC voltages available, see page V-3.5.

Two Piloting devices are available depending upon the service to which they will be applied:



INLINE SOLENOID

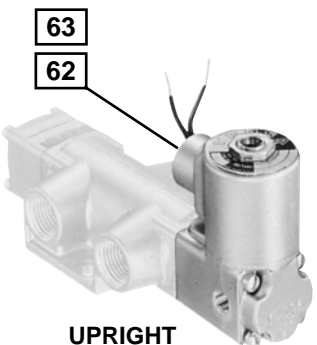
INPilot– utilizes the pressure from the inlet of the valve, through internal passages, to the solenoid-pilot. In this type valve, only one pressure connection, the inlet, is necessary.

EXPilot– requires a separate auxiliary pressure line to the solenoid-pilot. Should be used when valve is controlling vacuum, when pressure will be below the minimum recommended for INPilot operation or when viscosity of controlled medium is such that it will impede the speed of actuation. In any case, the pressure source may be either air or liquid and is independent of the medium which is being controlled by the valve.

TYPE “G” INLINE SOLENOID/PILOT (for 2-position valves) 62

TYPE “X” INLINE SOLENOID/PILOT (for 3-position valves) 63

Coils of actuator are placed on end of valve in line with the longitudinal axis through the valve. Allows valve to be tucked away into relatively narrow spaces.



UPRIGHT SOLENOID PILOT

TYPE “G” (+suffix “-U”) UPRIGHT SOLENOID/PILOT 62 (for 2-position valves)

TYPE “X” (+suffix “-U”) UPRIGHT SOLENOID/PILOT 63 (for 3-position valves)

Coils of actuator are placed on top of solenoid cap so as to be perpendicular to the longitudinal axis of the valve. Shortens overall length of valve. Used as standard for valves equipped with hazardous location solenoids (suffix “-XX”) or plug-in solenoids, (suffix “-P”).

SOME OPTIONS AVAILABLE

- Hazardous Service solenoid: See page V-3.7 & 70.1
- Low Watt Hazardous Service Solenoid: See page V-3.7 & 70.1
- DIN Coil & Connector: (Suffix -HC, -HCC, -HCCL, -HCL)
- Coil potted within housing; NEMA 4/4X Rating: (Suffix -PC)
- Manual Override: (Suffix -G, -G5R, -M, -M5R)
- Threaded Solenoid Exhaust Adapter: (Suffix -H)
- Continuous Duty Solenoid: (Suffix -3)
- Dust excluder nut for solenoid exhaust: (Suffix -14)

SPRING RETURN 67

A device for returning the valve spool to its original position in 2-position valves.

TYPE "S"

Can be used on any type valve. Pushes valve spool.

TYPE "R"

For use with Hand or Treadle Operated valves usually. Pulls valve spool.

NO-SPRING RETURN 67

TYPE "N"

For use on Hand or Treadle Operated valves only. Used when automatic return of valve spool is not desired. Spool will stay in last position placed until operated to another position.

DETENT 66

A device that establishes a definite "feel" indicating when valve is in a specific position. Also prevents spool from shifting should excessive vibration be present. Generally used with Hand or Treadle Operated valves, but can also be supplied, in some cases, for Pilot and Solenoid/Pilot Operated valves as a Combination Actuator.

TYPE "U"

3-position detent for 3-position valves. Provides detent in each offset position and center position as well.

TYPE "Z"

2-position detent for 2-position valves. Provides detent in both offset positions.

DIFFERENTIAL PILOT RETURN

TYPE "K"

Utilizes air or oil pressure in place of spring return in order to shift valve spool. Can be used in any 2-position valve.

INPilot type uses pressure from inlet of valve; no auxiliary piping required.

EXPilot type requires auxiliary source of pressure. Used when pressure being controlled by the valve is not sufficient to shift valve spool.

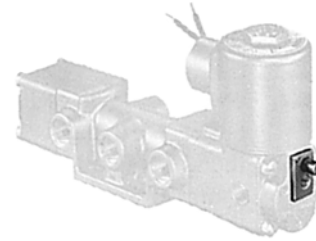
SPRING CENTERING DEVICE

A device for returning the valve spool to center position in Hand and Treadle Operated valves only. Spring centering devices for Pilot or Solenoid/Pilot Operated valves are an integral part of the specific actuator.

TYPE "B" spring centers from both offset positions.

TYPE "D" spring centers from only one offset position; pulls spool to center.

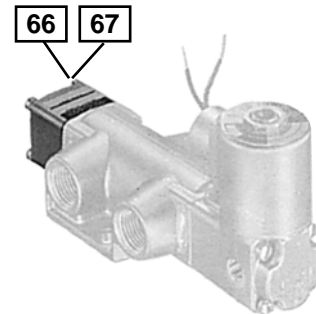
TYPE "E" spring centers from only one offset position; pushes spool to center.



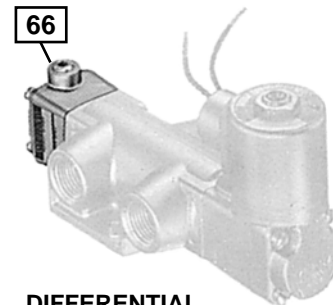
-M MANUAL OVERRIDE



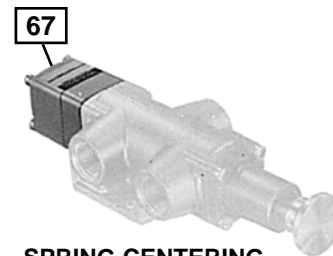
-HC DIN COIL & CONNECTOR



**SPRING RETURN
NO SPRING RETURN
DETENT**



**DIFFERENTIAL
PILOT RETURN**

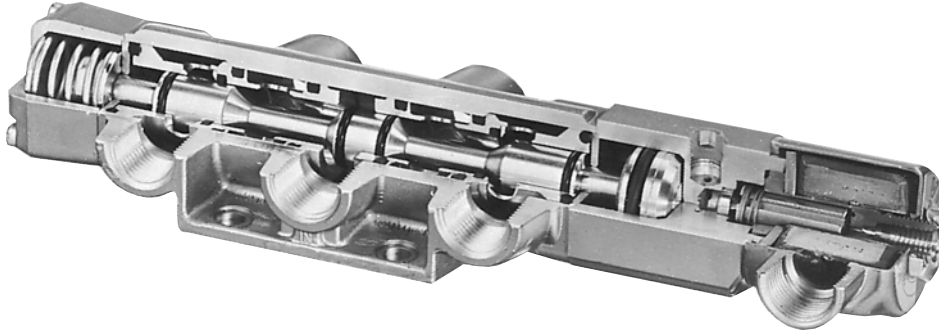


SPRING CENTERING

4

WAY VALVES 5/2 and 5/3

Four-Way Valves are generally used to control double acting cylinders. They function to alternately direct pressure to one of two outlets at the same time exhausting pressure from the opposite outlet.



NOMINAL PRESSURE RANGE

(Consult pressure rating chart on page V-3.3 for specific pressure rating of each valve.)

Series "V": partial vacuum to 200 psi (14 bar) pneumatic

Series "T": 0-500 psi (35 bar) hydraulic

ACTUATION

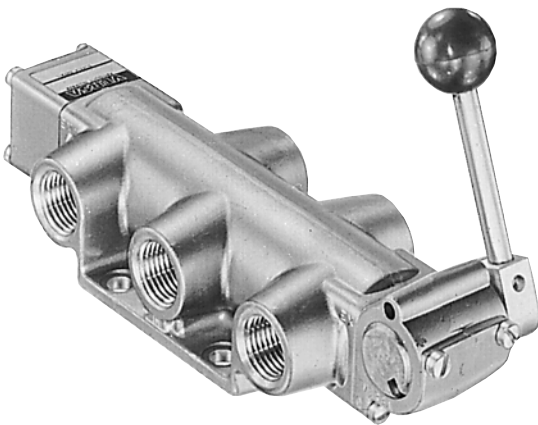
MANUAL, MECHANICAL, PILOT
or SOLENOID-PILOT

BODY TYPES:

All Series "V" & "T" Four-Way Valves are available in the two body types described below. Actuators used with either body type are completely interchangeable.

SIDE-PORTED

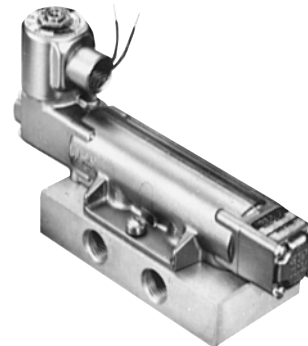
The side-ported body provides threaded ports in the body of the valve.



PORT SIZES: 1/8, 1/4, 3/8, 1/2, 3/4, and 1 NPT
1/8, 1/4, 3/8, and 1/2 G

SUB-PLATE MOUNTING

The Sub-plate mounting valve is shown mounted on an individual sub-plate. See page V-45.1 for details on the sub-plate.



PORT SIZES: 1/8, 1/4, 3/8, 1/2, 3/4, 1, 1-1/4 NPT and G

SPECIFICATIONS

Refer to pages V-3.1 through V-3.8 for information concerning:

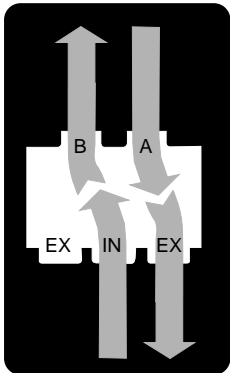
- Construction
- Seals
- Port Sizes
- Flow
- Pressure Ranges
- Electrical
- Temperature
- Filtration & Lubrication

STANDARD FLOW PATTERNS

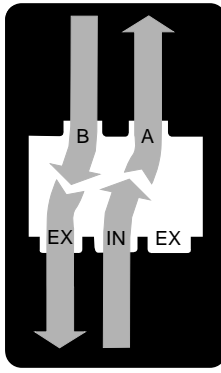
ONE INLET, TWO OUTLETS, TWO EXHAUSTS

Valves must be connected in accordance with the port markings so that the flow is from the inlet port to the outlet port or from outlet port to exhaust. The flow within the valve should never be reversed. Note: When used in a vacuum system, the vacuum pump is connected to the exhaust port.

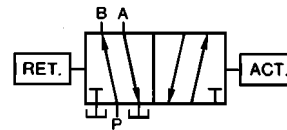
TWO POSITION 5/2



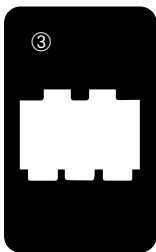
Inlet open to cylinder port B, cylinder port A open to exhaust.



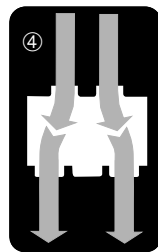
Inlet open to cylinder port A, cylinder port B open to exhaust.



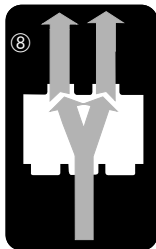
3 POSITION 5/3 Diagrams below show center position only. Offset positions are same as shown above for 2-position types. To indicate particular center pattern required, substitute number shown within corresponding diagram for fourth digit of product number.



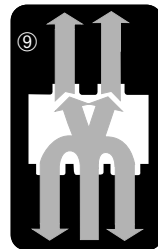
All ports blocked.



Cylinder ports open to exhaust.



Inlet open to both cylinder ports.



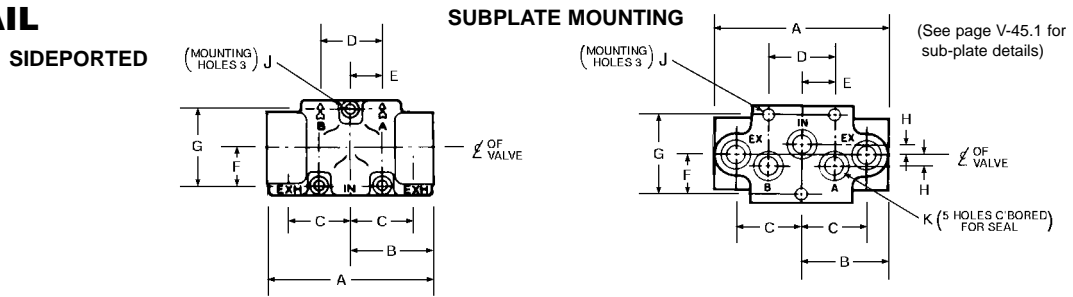
All ports open.

4

WAY-MOUNTING DIMENSIONS

Port hole locations and mounting hole size and locations shown in the individual Body Detail below apply to all Four-Way valves, regardless of type of actuation. The overall dimensions shown for each type of valve actuation apply whether for side ported or sub-plate mounting type.

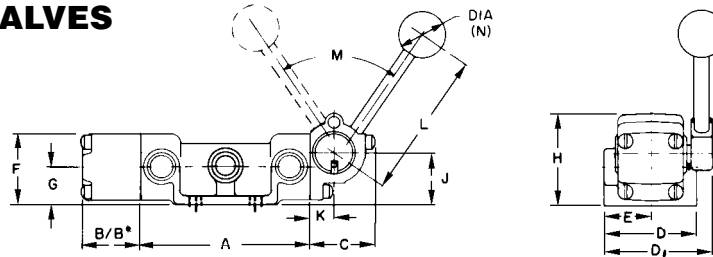
BODY DETAIL



SIZE	A		B		C		D		E		F		G		H		J Ø		K Ø	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/8-1/4 SIDE PORTED or SUB-PLATE MOUNTING	3 1/2	89	1 3/4	44	1 5/16	33	1 5/16	33	2 3/8	17	5 1/4	20	1 3/8	40	3 5/16	4.8	256	6.5	5/8	9.5
3/8-1/2 SIDE PORTED or SUB-PLATE MOUNTING	5 3/4	146	2 7/8	73	2	51	2	51	1	25	1 1/8	29	2 1/4	57	5 5/16	7.9	328	8	9/16	14
3/4-1 SIDE PORTED or SUB-PLATE MOUNTING	8 1/2	216	4 1/4	108	3	76	3	76	1 1/2	38	1 3/8	40	3 1/8	79	7 7/16	11.1	390	10	1	25
1-1/4† SIDE PORTED or SUB-PLATE MOUNTING	8 1/2	216	4 1/4	108	3	76	3	76	1 1/2	38	1 3/8	40	3 3/8	79	7 7/16	11.1	390	10	1 1/4	32

HAND ACTUATED VALVES

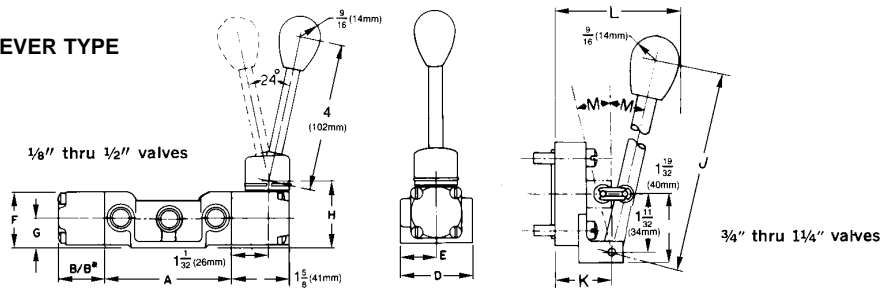
OFFSET LEVER TYPE



SIZE	A		B		B*		C		D1		D		E		F		G		H		J		K		L		M		N Ø	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/8-1/4	3 1/2	89	1 7/32	31	1 27/32	47	1 13/32	34	2 5/16	59	2	51	1	25	1 1/2	38	1 3/16	21	2	51	1 3/8	29	1 7/32	13	3	76	68	1	25	
3/8-1/2	5 3/4	146	1 7/32	31	1 27/32	47	1 11/32	34	2 3/4	70	2 3/4	70	1 3/8	35	1 11/16	43	7/8	22	2 1/16	52	1 3/8	30	1 7/32	13	3	76	68	1	25	
3/4-1	8 1/2	216	2 1/16	52	3 7/32	82	2	51	3 3/4	95	3 3/4	95	1 7/8	48	2 7/16	62	1 1/4	32	2 31/32	75	1 3/32	44	1 3/16	21	5	127	62	1 1/4	32	

*Dimensions for Spring-Centering Valves

CENTERLINE LEVER TYPE



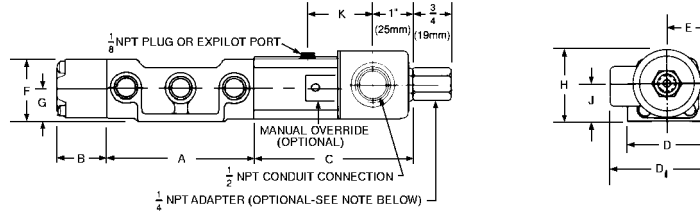
SIZE	A		B		B*		D		E		F		G		H		J		K		L		M	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/8-1/4	3 1/2	89	1 7/32	31	1 27/32	47	2	51	1	25	1 1/2	38	1 3/16	21	1 13/16	46	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8-1/2	5 3/4	146	1 7/32	31	1 27/32	47	2 3/4	70	1 3/8	35	1 11/16	43	7/8	22	1 7/8	48	—	—	—	—	—	—	—	
3/4-1	8 1/2	216	2 1/16	52	3 7/32	82	3 3/4	95	1 7/8	48	2 7/16	62	1 1/4	32	—	—	8	203	1 5/16	33	3 3/4	95	13	
1-1/4†	8 1/2	216	2 1/16	52	2 3/8	60	3 3/4	95	1 7/8	48	2 7/16	62	1 1/4	32	—	—	8 7/8	225	2 5/16	59	5 11/16	144	18 1/2	

*Dimensions for Spring-Centering Valves

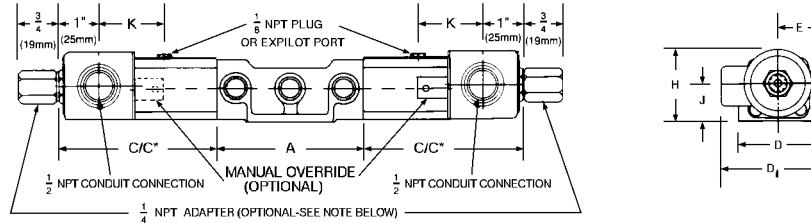
†1 1/4" size valve has internal capacity of 1 1/4" (32mm) diameter. Sideported valves have 1" NPT ports; subplate for subplate mounting style has 1 1/4" NPT ports.

SOLENOID ACTUATED VALVES/INLINE (Non Hazardous Service)

SINGLE SOLENOID



DOUBLE SOLENOID



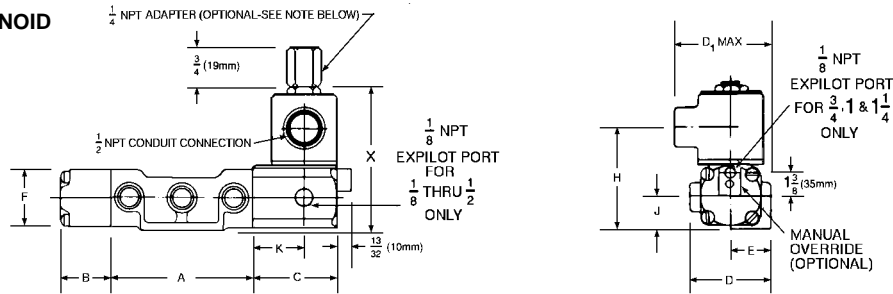
SIZE	A		B		C		C*		D1		D		E		F		G		H		J		K	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/8-1/4	3 1/2	89	1 3/32	31	3 11/32	100	4 27/32	123	2 7/8	65	2	51	1	25	1 1/2	38	1 3/8	21	1 3/32	44	2 3/32	23	1 1/8	41
3/8-1/2	5 3/4	146	1 7/32	31	3 11/32	100	4 27/32	123	2 11/16	75	2 3/4	70	1 3/8	35	1 11/16	43	7/8	22	1 3/32	45	3 1/32	25	1 5/8	41
3/4-1-1 1/4†	8 1/2	216	2 1/16	52	4 1/2	114	5 31/32	152	3 7/8	87	3 3/8	95	1 7/8	48	2 7/8	62	1 1/2	32	2 7/8	62	1 1/2	32	1 3/32	36

*Dimensions for Spring-Centering Valves

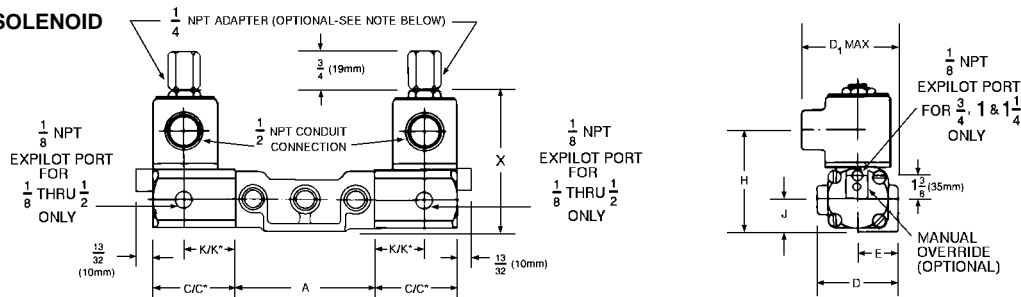
NOTE: Adapter is supplied when specified, by adding suffix "-H" to product number.

SOLENOID ACTUATED VALVES/UPRIGHT (Non Hazardous Service Valves. For hazardous service valves see page V-70.1.)

SINGLE SOLENOID



DOUBLE SOLENOID



SIZE	A		B		C		C*		D1		D		E		F		H		J		K		K*		X	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
1/8-1/4	3 1/2	89	1 3/32	31	2 3/32	53	3	76	2 3/8	64	2	51	1	25	1 1/2	38	2 3/32	66	1 3/8	21	1 3/32	33	2 7/8	56	3 11/32	97
3/8-1/2	5 3/4	146	1 7/32	31	2 3/32	53	3	76	2 7/8	73	2 3/4	70	1 3/8	35	1 11/16	43	2 21/32	67	7/8	22	1 3/32	33	2 7/8	56	3 7/8	98
3/4-1-1 1/4†	8 1/2	216	2 1/16	52	2	51	3 31/32	88	3 3/8	86	3 3/8	95	1 7/8	48	2 7/8	62	3 3/32	99	1 1/2	32	1	25	2 1/2	64	5 5/32	131

*Dimensions for Spring-Centering Valves

NOTE: Adapter is supplied when specified, by adding suffix "-H" to product number.

Refer to page V-44.1, under Body Detail, for port mounting hole locations for all valves shown above.

†1 1/4" size valve has internal capacity of 1 1/4" (32mm) diameter. Sideported valves have 1" NPT ports; subplate for subplate mounting style has 1 1/4" NPT ports.

Annexe C

Autres spécifications

Cette annexe présente les spécifications du type de boyau, des embouts et des bouchons utilisés dans le système hydraulique. Ces composantes ont été achetées auprès du distributeur Magnéto Québec Inc., situé à Québec.

BOYAUX INDUSTRIELS



EXPLORER

Application : Boyau à air versatile pour compresseur, construction, mine, etc.
Tube : Caoutchouc synthétique Versigard
Couvert : Caoutchouc synthétique
Pression de travail : 300 ou 400 PSI
Renforcement : 1 brin en fibre synthétique
Température : -40°F à +220°F (-40°C à +104°C)
Couleur : Jaune

No. de pièce	Diam. Int. (PO)	Diam. Ext. (PO)	Pression de travail max. (PSI)
EXPLORER300J-08	1/2	0.94	300
EXPLORER400J-12	3/4	1.19	400
EXPLORER400J-16	1	1.49	400
EXPLORER400J-20	1 1/4	1.66	400
EXPLORER400J-24	1 1/2	2.01	400
EXPLORER400J-32	2	2.57	400



GRIP250

Application : Air, eau & huile avec raccords auto-bloquants «Push-On»
Tube : Caoutchouc synthétique Chemivic
Couvert : Caoutchouc ou Cotton (TC)
Pression de travail : 250 PSI
Renforcement : 1 brin en fibre synthétique
Température : -20°F à +190°F (-28°C à +87°C)
Couleur : Noir

No. de pièce	Diam. Int. (PO)	Diam. Ext. (PO)	Pression de travail max. (PSI)
GRIP250-04	1/4	0.50	250
GRIP250-06	3/8	0.65	250
GRIP250-08	1/2	0.80	250
GRIP250-10	5/8	0.94	250
GRIP250-12	3/4	1.08	250
GRIP250TC-04	1/4	0.50	250
GRIP250TC-06	3/8	0.64	250
GRIP250TC-08	1/2	0.75	250
GRIP250TC-10	5/8	0.91	250
GRIP250TC-12	3/4	1.03	250

- TC = COTTON
- AUSSI DISPONIBLE EN CAOUTCHOUC BLEU, ROUGE OU VERT



HORIZON

Application : Air & eau, usage général
Tube : Caoutchouc synthétique Versigard
Couvert : Caoutchouc synthétique Versigard
Pression de travail : 200 ou 250 PSI
Renforcement : 2 spirales en fibre synthétique
Température : -40°F à +190°F (-40°C à +87°C)
Couleur : Rouge

No. de pièce	Diam. Int. (PO)	Diam. Ext. (PO)	Pression de travail max. (PSI)
HOR200-16	1	1.45	200
HOR200-20	1 1/4	1.73	200
HOR250-04	1/4	0.53	250
HOR250-05	5/16	0.59	250
HOR250-06	3/8	0.70	250
HOR250-08	1/2	0.84	250
HOR250-10	5/8	0.98	250
HOR250-12	3/4	1.14	250

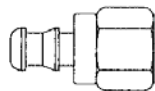
- AUSSI DISPONIBLE EN CAOUTCHOUC NOIR, JAUNE OU BLEU



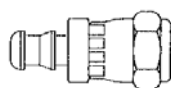
ORTAC

Application : Air & eau, usage difficile, résiste à l'abrasion & l'huile
Tube : Caoutchouc nitrile synthétique
Couvert : Caoutchouc synthétique Carbryn résistant à l'huile
Pression de travail : 250 ou 300 PSI
Renforcement : 2 spirales en fibre synthétique
Température : -20°F à +190°F (-28°C à +87°C)
Couleur : Rouge

No. de pièce	Diam. Int. (PO)	Diam. Ext. (PO)	Pression de travail max. (PSI)
ORTAC250-06	3/8	0.69	250
ORTAC250-08	1/2	0.84	250
ORTAC250-16	1	1.47	250
ORTAC300-08	1/2	0.89	300
ORTAC300-16	1	1.50	300
ORTAC300-24	1 1/2	2.08	300



Femelle "Inverted"		
No. de pièce	Diamètre du boyau	Diamètre Inverted
10004B-A03	1/4	3/16
10004B-A04	1/4	1/4
10004B-A05	1/4	5/16
10005B-A05	5/16	5/16
10006B-A05	3/8	5/16
10006B-A06	3/8	3/8
10008B-A08	1/2	1/2



Femelle JIC 37° tournant		
No. de pièce	Diamètre du boyau	Diamètre JIC
10004B-604	1/4	-4
10005B-605	5/16	-5
10006B-606	3/8	-6
10008B-608	1/2	-8
10010B-610	5/8	-10
10012B-612	3/4	-12

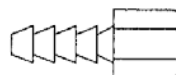


Union à boyau	
No. de pièce	Diamètre du boyau
10004B-Y04	1/4
10005B-Y05	5/16
10006B-Y06	3/8
10008B-Y08	1/2

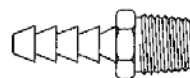
SÉRIE « 105 »

Basse pression en laiton

Nécessite un collet ou une ferrule

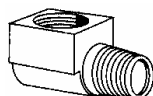


Femelle NPT		
No. de pièce	Diamètre du boyau	Femelle NPT
10502B-202	1/8	1/8
10503B-202	3/16	1/8
10504B-202	1/4	1/8
10504B-204	1/4	1/4
10505B-202	5/16	1/8
10505B-204	5/16	1/4
10506B-202	3/8	1/8
10506B-204	3/8	1/4
10506B-206	3/8	3/8
10508B-204	1/2	1/4
10508B-206	1/2	3/8
10508B-208	1/2	1/2



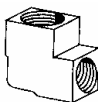
Mâle NPT		
No. de pièce	Diamètre du boyau	Mâle NPT
10502B-102	1/8	1/8
10503B-102	3/16	1/8
10503B-104	3/16	1/4
10504B-102	1/4	1/8
10504B-104	1/4	1/4
10504B-106	1/4	3/8
10505B-102	5/16	1/8
10505B-104	5/16	1/4
10506B-102	3/8	1/8
10506B-104	3/8	1/4
10506B-106	3/8	3/8
10506B-108	3/8	1/2
10508B-104	1/2	1/4
10508B-106	1/2	3/8
10508B-108	1/2	1/2
10508B-112	1/2	3/4
10510B-106	5/8	3/8
10510B-108	5/8	1/2
10510B-112	5/8	3/4
10512B-108	3/4	1/2
10512B-112	3/4	3/4

402



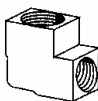
Femelle "Inverted" X Mâle NPT coude 90°		
No. de pièce	Diamètre de tube	Mâle NPT
402X2	1/8	1/8
402X3	3/16	1/8
402X4	1/4	1/8
402X4X4	1/4	1/4
402X5	5/16	1/8
402X5X4	5/16	1/4
402X6	3/8	1/4
402X6X6	3/8	3/8
402X8	1/2	3/8
402X8X8	1/2	1/2
402X10	5/8	1/2
402X12	3/4	3/4

452



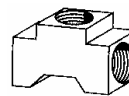
Femelle "Inverted" X Femelle NPT coude 90°		
No. de pièce	Diamètre de tube	Femelle NPT
452X3	3/16	1/8
452X4	1/4	1/8
452X5	5/16	1/8
452X6	3/8	1/4
452X8	1/2	3/8
452X10	5/8	1/2

502



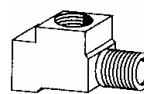
Union Femelle "Inverted" coude 90°	
No. de pièce	Diamètre de tube
502X4	1/4
502X5	5/16
502X6	3/8
502X8	1/2

702



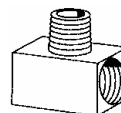
T Femelle "Inverted"	
No. de pièce	Diamètre de tube
702X2	1/8
702X3	3/16
702X4	1/4
702X5	5/16
702X6	3/8
702X8	1/2
702X10	5/8

752



T Femelle "Inverted" X portée Mâle NPT		
No. de pièce	Diamètre de tube	Mâle NPT
752X3	3/16	1/8
752X4	1/4	1/8
752X5	5/16	1/8
752X6	3/8	1/4
752X8	1/2	3/8

602



T Femelle "Inverted" X branche Mâle NPT		
No. de pièce	Diamètre de tube	Mâle NPT
602X3	3/16	1/8
602X4	1/4	1/8
602X5	5/16	1/8
602X6	3/8	1/4
602X8	1/2	3/8

131



Bouchon "Inverted"	
No. de pièce	Diamètre de tube
131X3	3/16
131X4	1/4
131X5	5/16
131X6	3/8

Annexe D

Configurations du système hydraulique

Cette annexe présente les configurations du système hydraulique du prototype pour les 5 modes de fonctionnement décrits à la section 4.3.2.

Mode 1

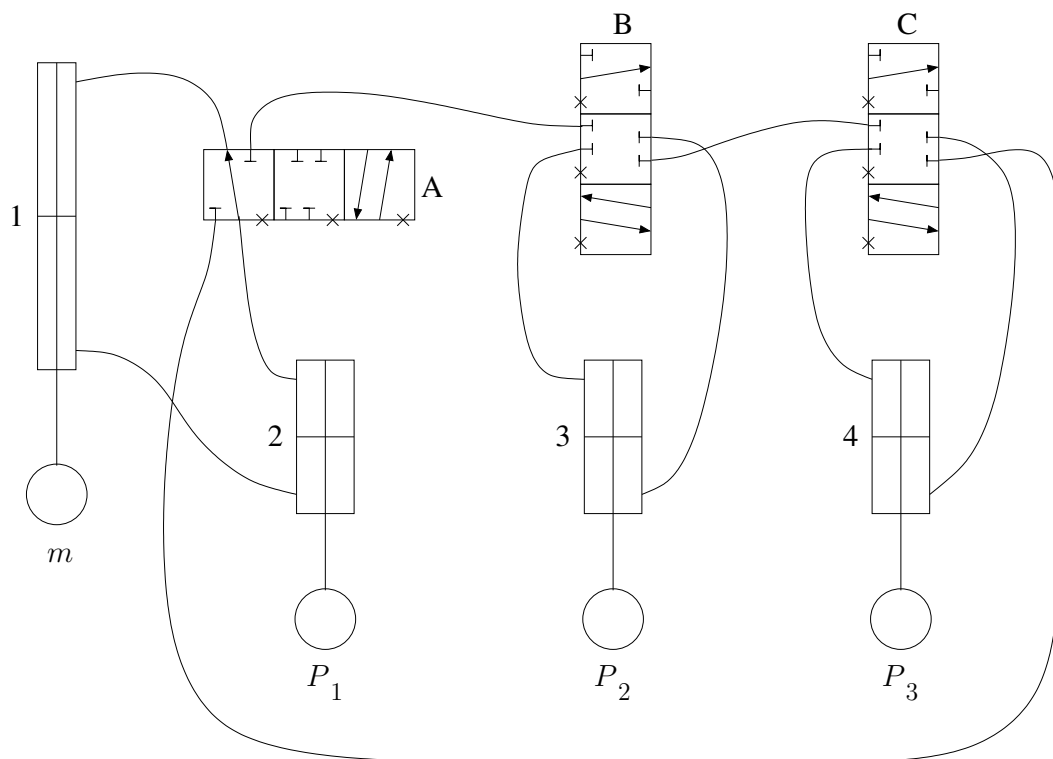


FIG. D.1 – Système à vide.

Mode 2

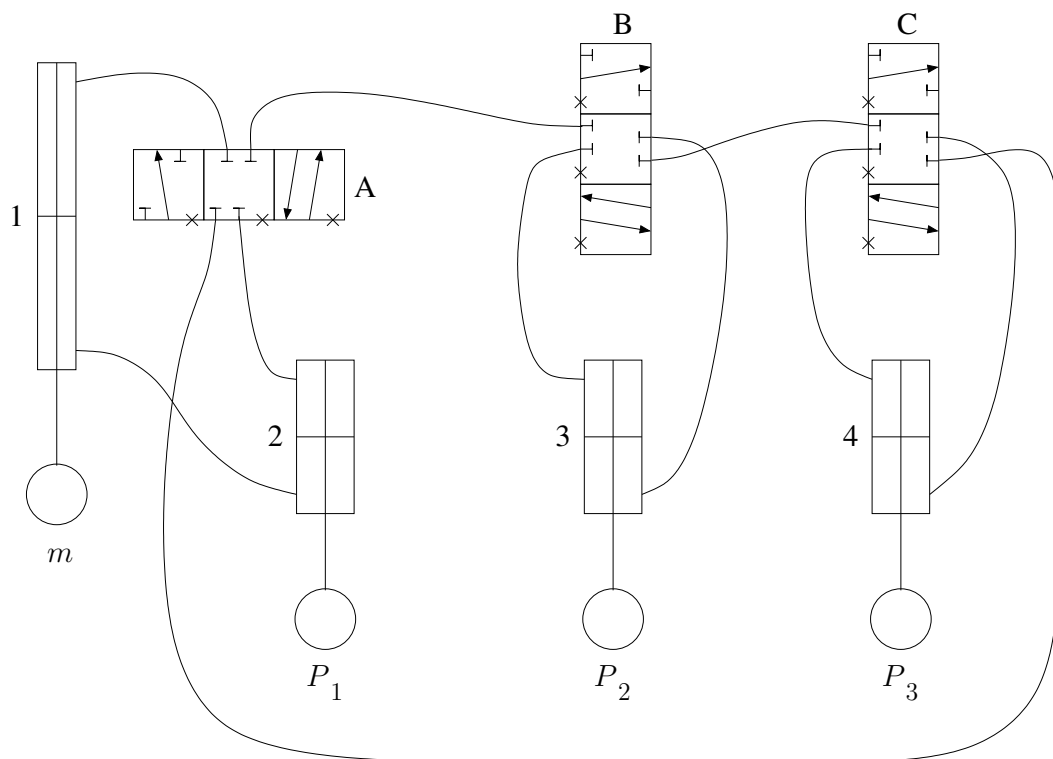


FIG. D.2 – Modification de la charge.

Mode 3

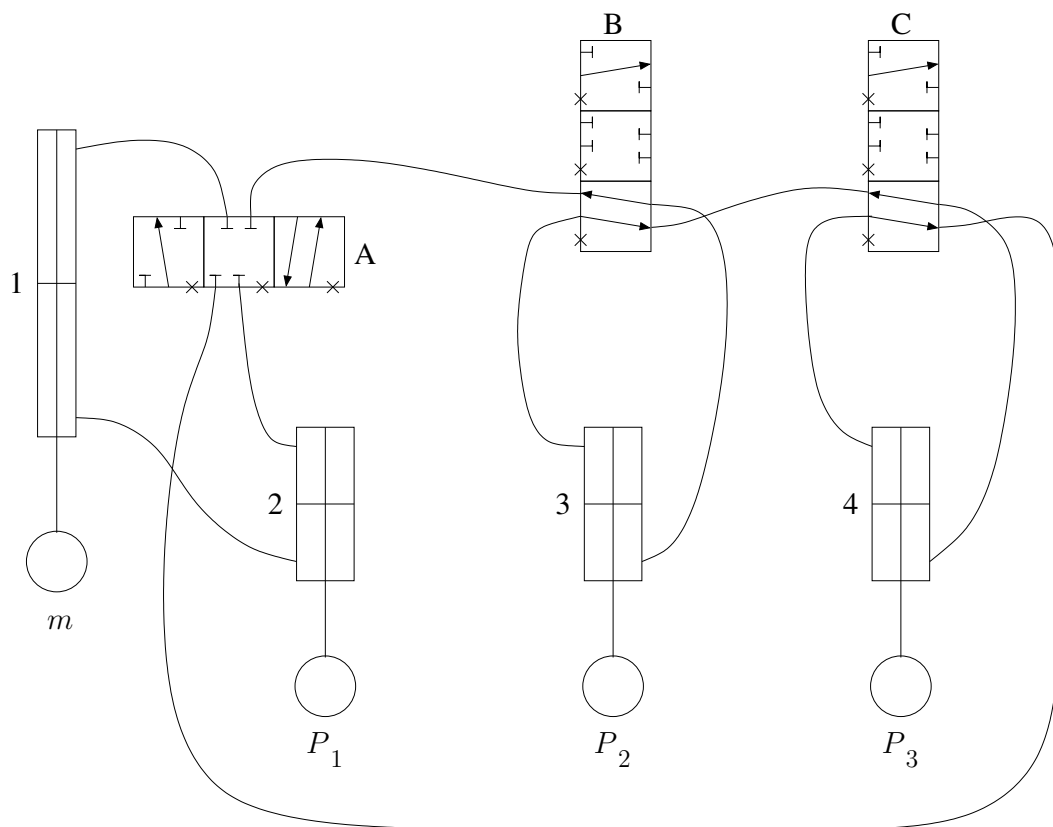


FIG. D.3 – Activation ou désactivation des contrepoids.

Mode 4

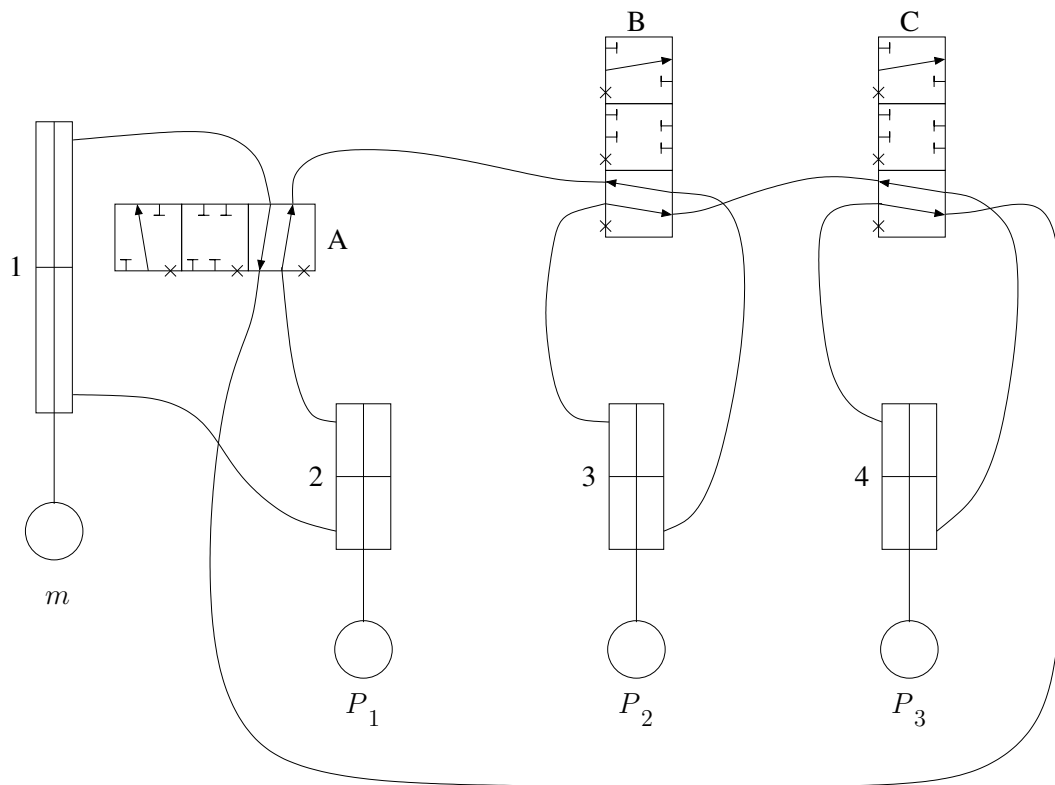


FIG. D.4 – Système chargé.

Mode 5

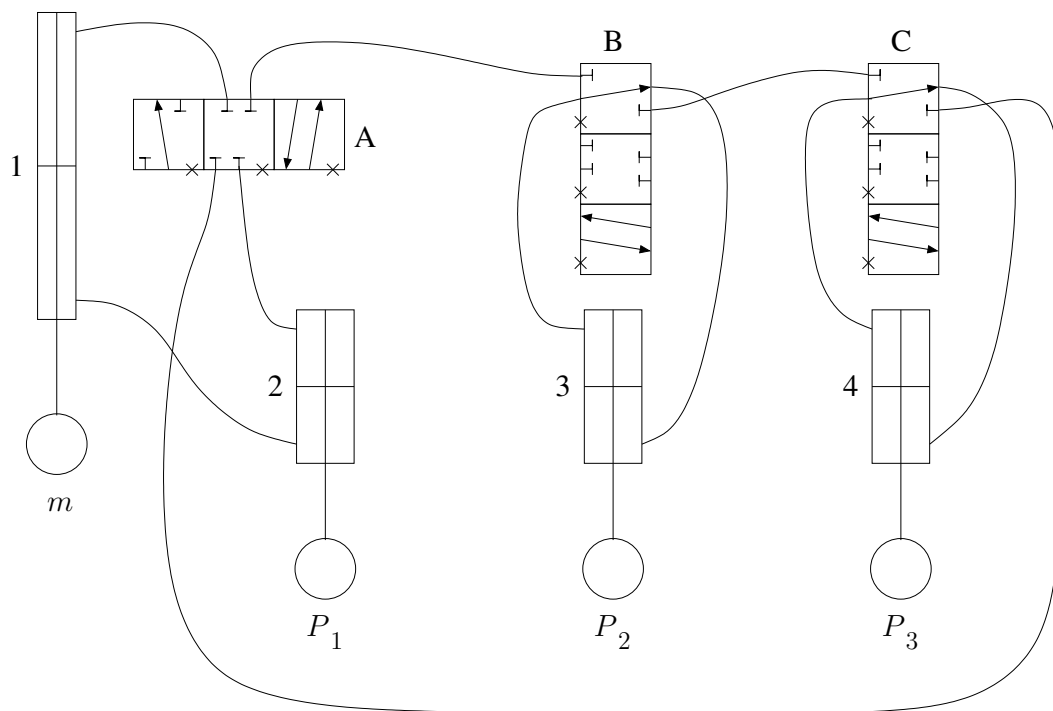


FIG. D.5 – Ajustement des contrepoids.