



HAL
open science

Aménagements commerciaux innovants : étude et développement d'un mécanisme de porte de cabine d'avion

Sébastien Zekiecki

► **To cite this version:**

Sébastien Zekiecki. Aménagements commerciaux innovants : étude et développement d'un mécanisme de porte de cabine d'avion. Génie mécanique [physics.class-ph]. 2020. dumas-02893841

HAL Id: dumas-02893841

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-02893841>

Submitted on 8 Jul 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

PARIS

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le **DIPLOME D'INGENIEUR CNAM**

SPECIALITE : Mécanique

OPTION : Structure et process

par

Sébastien Zekiecki

Aménagements commerciaux innovants :

**Étude et développement d'un mécanisme de porte de cabine
d'avion**

Soutenu le 28 Janvier 2020

JURY

PRESIDENT :

Claude Blanzé – Professeur des Universités, Cnam

MEMBRES :

Olivier De Smet – Maître de conférences, Cnam

Antoine Legay – Professeur des Universités, Cnam

Christophe Harrois – Ingénieur – Direction Générale Technique, Dassault Aviation

Simon Gregoire – Ingénieur – Direction Générale Technique, Dassault Aviation

Remerciements

Je tiens à remercier, en premier lieu, le directeur de la direction technique des aménagements commerciaux Falcon, François Chivot, pour son soutien et la confiance qu'il m'a témoigné tout au long de mon cursus au Cnam. Sa bienveillance m'a permis de prendre part aux activités nécessaires à la réalisation de ce mémoire et ainsi finaliser ma formation au métier d'ingénieur.

Je souhaiterais remercier Christophe Harrois, responsable du bureau d'études des aménagements commerciaux Falcon, pour m'avoir permis de réaliser ce sujet dans le cadre de ma formation d'ingénieur au Cnam. Merci de m'avoir soutenu et aidé à mener à bien mon projet professionnel.

Je tiens à remercier Simon Grégoire et Denis Peuziat, ingénieur au bureau d'étude, pour leurs patiences, leurs disponibilités, pour l'aide et le temps qu'ils m'ont accordés.

Je remercie l'ensemble de l'équipe ayant travaillé sur les mécanismes de portes, Michael Plé, Denis Morin, Kien-Nang Huynh, Gaëtan Lamothe, Thierry Capetta et Joshua McEwen pour leurs aides au quotidien sur mes activités opérationnelles.

Merci à toute l'équipe enseignante et administrative du Cnam de Paris pour la qualité de leur enseignement et leur disponibilité.

Je remercie Monsieur Antoine Legay, mon tuteur, pour son aide dans l'organisation et la rédaction de mon mémoire.

Et enfin, je voudrais remercier particulièrement ma compagne, Lorène Delépine, sans qui arriver au terme de ce cursus n'aurait pas été possible. Merci pour son soutien, son aide, sa patience et surtout ses encouragements tout au long de cette aventure.

Liste des abréviations

GIMD – Groupe Industriel marcel Dassault.

DFJ– (Dassault Falcon Jet) Filiale de Dassault Aviation implantée aux États Unis.

DGT– Direction Générale Technique.

DTACF– Direction Technique Aménagement Commercial Falcon

BE ACF– Bureau d'études Aménagement Commercial Falcon

ETNOU– ETude Nouvelle, service de développement des nouveaux aménagements

DPAC– Direction de Programme des Avions Civils

Cnam– Conservatoire national des arts et métier.

EASA – *European Union Aviation Safety Agency*, organisme de certification aéronautique européen.

FAA - *Federal Aviation Administration*, organisme de certification aéronautique américain

PDR– Revue Préliminaire de Définition.

CDR– Revue Critique de Définition.

TTOL– Taxi, Take-Of and Landing, correspond au décollage, convoyage et atterrissage

PFS– Principe Fondamental de la Statique

E.F. – Éléments Finis, méthode de calcul numérique

N– Newton, unité de mesure

N.mm- Newton millimètre, unité de mesure.

N.m– Newton mètre, unité de mesure.

Mpa– Méga Pascal, unité de mesure.

Ksi– Kips (1,000 pounds) par inch carré

mm– millimètre, unité de mesure.

3D – modélisation en trois dimensions

Glossaire

CATIA V5 – Logiciel de modélisation et de simulation 3D, développé par Dassault System.

Gust Load – effet de rafale lors d'un vol.

Emergency Landing – atterrissage d'urgence.

Pull through – effet d'arrachement des fixations.

Prying Effect – effet pied-de-biche appliqué à une fixation.

NIDA – Panneau composite avec un cœur nid d'abeille

Table des matières

Présentation de l'entreprise Dassault Aviation	1
LE GROUPE INDUSTRIEL MARCEL DASSAULT	1
LE GROUPE DASSAULT AVIATION	1
LA SOCIETE DASSAULT AVIATION.....	2
PROGRAMMES ACTUELS DE DEVELOPPEMENT	3
DIRECTION GENERALE TECHNIQUE (DGT)	5
DIRECTION TECHNIQUE AMENAGEMENT COMMERCIAL FALCON (DTACF)	6
COMPLETION DES FALCON	7
Introduction	9
1. Origine du projet	10
1.1. LES MECANISMES DE PORTE PRECEDENTS	10
1.2. REGLEMENTATION APPLICABLE AU FALCON 6X.....	12
1.3. RESUME	13
2. Organisation d'un nouveau développement	14
2.1. PHASE A (AVANT-PROJET).....	14
2.2. PHASE B (ETUDE DETAILLEE).....	14
2.3. PHASE C (DEFINITION DETAILLEE)	15
3. Analyse et Concept	16
3.1. ANALYSE DE LA SPECIFICATION DE BESOIN	16
3.2. ÉTUDE PRELIMINAIRE DE CONCEPT.....	18
3.3. PRE-ETUDE DE FAISABILITE	20
4. Étapes de conception	24
4.1. ÉTUDE TECHNIQUE ET CINEMATIQUE.....	24
4.2. ÉTUDE DU SEQUENÇAGE ET CAS DE PANNES.....	28
4.3. ÉTUDE DES LIAISONS	31
4.4. PRE-DIMENSIONNEMENT.....	34
4.4.1. CALCUL DES EFFORTS	34
4.4.2. EFFORTS DU VERIN.....	35
4.4.3. EFFORTS SUR LE SYSTEME DE GLISSIERE - MOTEUR	37
4.5. ÉTUDE DES ACTIONNEURS	43
5. Définition détaillée des supports	47
5.1. MODELISATION DU SUPPORT DE VERIN	47
5.2. VALIDATION DU SUPPORT DE VERIN	48
5.2.1. CALCUL DES EFFORTS APPLIQUES AUX VIS	48
5.2.2. CALCUL DE LA SEMELLE	52
5.3. VALIDATION DU SUPPORT DE MOTEUR.....	53
5.3.1. CALCUL DE LA TENUE DES VIS ET DE LA SEMELLE	54
5.3.2. CALCUL DE LA TENUE SUR LE BATI.....	55
5.3.3. CALCUL DE LA FLECHE.....	59
5.4. DIMENSIONNEMENT PAR ELEMENTS FINI	62

5.4.1. CALCUL DU SUPPORT DE VERIN	62
5.4.2. CALCUL DU SUPPORT DE MOTEUR	68
6. SUITE DU PROJET.....	73
Conclusion.....	75

Présentation de l'entreprise Dassault Aviation

Dassault Aviation bénéficie d'un potentiel de savoir-faire dans le domaine des hautes technologies, qui la place aux premiers rangs des constructeurs aéronautiques mondiaux ; cela en fait une composante majeure de l'industrie française.

Le Groupe Industriel Marcel Dassault

Le Groupe Industriel Marcel Dassault (GIMD) est une *holding* de sociétés appartenant à la famille de son fondateur et portant le même nom.

Le Groupe Dassault Aviation fait partie du GIMD, dont les activités sont aujourd'hui très diverses. Bien sûr l'aéronautique tient une place importante dans le groupe ; mais il possède des activités dans d'autres domaines tels que l'informatique, la presse et l'immobilier.

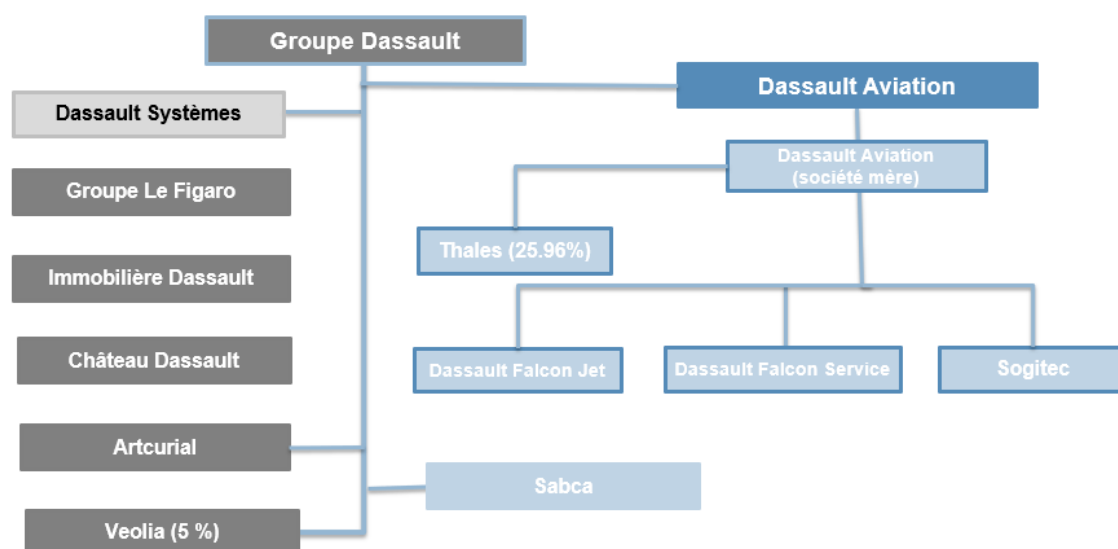


Figure 1 – Organigramme du groupe Dassault

Le groupe Dassault Aviation

Dassault Aviation est un groupe industriel aux composantes multiples, et aux activités diversifiées dans des domaines de hautes technologies. La vocation première du groupe est d'assurer la conception et le développement, la production, la vente et le « support client » d'avions militaires (Rafale, Mirage 2000, nEUROn, Alpha-Jet), et d'avions d'affaires Falcon.

Le groupe Dassault Aviation exerce ses activités dans les deux principaux secteurs :

- Aéronautique (principalement au travers de sa société mère Dassault Aviation, et de sa filiale américaine Dassault Falcon Jet) ;
- Électronique et communication (au travers de Sogitec Industries).

La société Dassault Aviation

La société Dassault Aviation constitue l'élément principal du Groupe Dassault Aviation.

Présentation

Dassault Aviation est une société anonyme au capital de 66 789 624 euros dont le siège social se trouve au 9, rond-point des Champs Élysées – Marcel Dassault – 75008 Paris.

Elle emploie environ 12 000 personnes dans le monde dont 9 000 en France. C'est un acteur majeur dans le domaine de l'aviation civile et militaire, Dassault Aviation bénéficie d'un savoir-faire et d'une expérience reconnue dans la conception, le développement, la vente et le soutien d'avions civils et militaires.

Principaux sites en France et dans le monde

La société Dassault Aviation compte 10 principaux sites d'études et de production en France et de nombreuses autres filiales en France et aux États Unis.

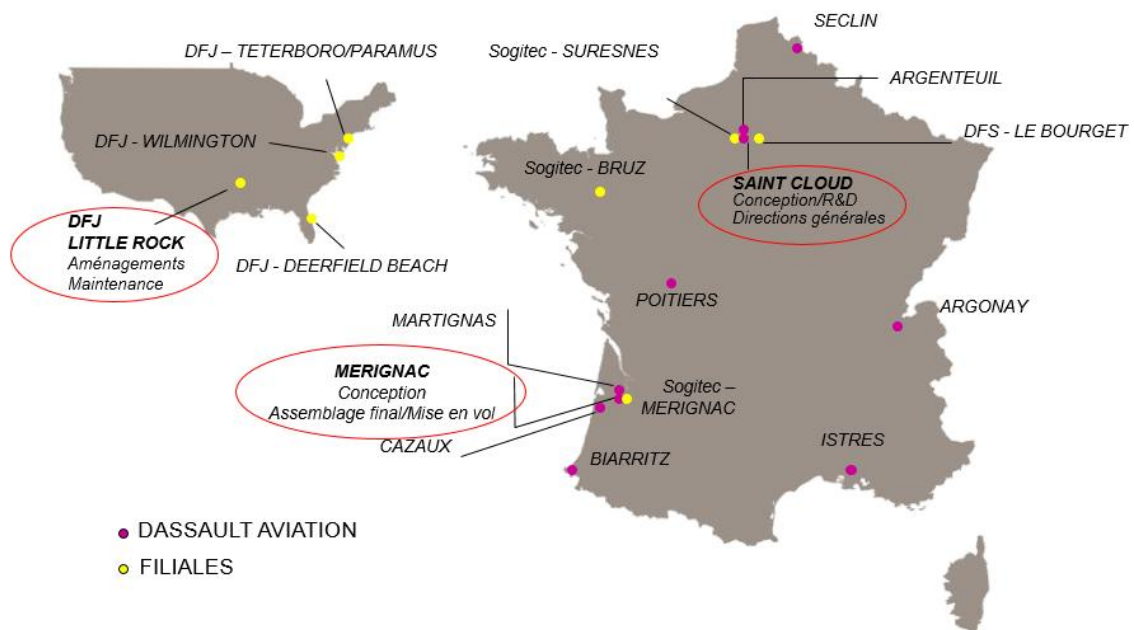


Figure 2 – Implantation géographique des sites industriels du Groupe Dassault Aviation

Programmes actuels de développement

Dassault Aviation conçoit, met au point et produit des avions d'armes et des avions d'affaires aux noms prestigieux depuis près de 70 ans. Plus de 8 000 avions civils et militaires ont été livrés depuis 1945, représentant plus de 28 000 000 d'heures de vol.

Avions militaires

Plus de 1 000 avions d'armes en service en 2016, ont été livrés dans 35 pays. Dassault Aviation propose une gamme d'avions de combat de dernière génération avec le Rafale.

- **Rafale** : Cet avion est le premier au monde omni-rôle, c'est-à-dire qu'il peut emporter tous types de charge (Air-Air, Air-Sol, etc.). Il innove sur différents points : il est doté des toutes dernières technologies telles que les commandes vocales, des casques à viseur intégré, des planches de pilotage de type Glass Cockpit ainsi que des écrans tactiles permettant une gestion plus facile des systèmes composant l'avion.
- **nEUROn** : Le nEUROn est un démonstrateur de drone de combat furtif. Il est développé par une alliance européenne comprenant pour la France Dassault Aviation et Thales, le suédois Saab, le grec HAI, l'espagnol EADS-CASA, l'italien Alenia Aeronautica et le suisse RUAG. Le but de ce programme est de démontrer la maturité et l'efficacité de solutions techniques.



Figure 3 – Rafale de l'armée de l'air française



Figure 4 – nEUROn

Les principaux défis technologiques relevés durant la conception sont :

- La forme de l'aéronef (aérodynamisme, structure composite innovante, soute interne) ;
- Les technologies de furtivité ;
- L'insertion de ce type d'aéronef dans un plan de vol ;
- Les algorithmes de haut niveau nécessaires au développement des automatismes ;
- La place de l'élément humain dans la boucle de la mission.

- **Falcon-Marine :** Afin de répondre à l'évolution des besoins en matière de missions maritimes hauturières, mais également pour assurer la surveillance des côtes et des frontières, des versions issues des Falcon 2000 et Falcon 900 ont été développées. Cette nouvelle gamme d'avions Falcon multi-rôles, efficaces et économiques, est destinée aux missions de reconnaissance et de patrouille maritime.



Figure 5 – Falcon 900 MPA

Avions d'affaires Falcon

Avec les Falcon, Dassault Aviation a développé une famille d'avions haut de gamme, parfaitement adaptée aux besoins d'une clientèle exigeante. Plus de 2 250 Falcon sont en service dans plus de 83 pays.

- **Falcon 200LXS :** Dernière évolution de la gamme des bimoteurs Falcon 2000. Il remplace la version Falcon 2000LX depuis 2014. Il offre des performances d'atterrissage et de décollages améliorés, un confort cabine supérieur et des émissions réduites. Il a été certifié en 2013 pour des premières livraisons en 2014.
- **Falcon 900LX :** Le Falcon 900LX est la dernière évolution en date de la gamme des avions d'affaires trimoteurs Falcon 900. L'évolution majeure de ce dernier est l'ajout de *winglet* améliorant sa distance franchissable en atteignant 4 800 milles marins contre 4 500 milles marins pour le 900Ex. Il a été certifié en 2010. Une modernisation de la cabine améliorant le confort, a été réalisée en 2015.



Figure 6 – Falcon 2000LXS



Figure 7 – Falcon 900LX

- **Falcon 8X** : Fleuron de la gamme des avions d'affaires de Dassault aviation, le Falcon 8X est un trimoteur ultra long-courrier avec une distance franchissable de 6 450 milles marins (11 945 km). Sa cabine est la plus longue de la gamme Falcon. Elle offre le niveau de confort et de personnalisation le plus important de toute la gamme Falcon. Il a été certifié en juin 2016. Les premiers avions ont été livrés à l'automne de cette même année.



Figure 8 – Falcon 8X

- **Falcon 6X** : Dernier programme en cours de développement, Le Falcon 6X est un bimoteur. Sa cabine est la plus haute et la plus large de la gamme Falcon. Son aménagement intérieur inaugurerait un nouveau style, en rupture avec celui des Falcon 2000LXS et 8X. Son 1^{er} vol aura lieu en début 2021. Sa mise en service est prévue en 2022.



Figure 9 – Falcon 6X

Direction générale technique (DGT)

La fonction de base de la DGT est la définition globale, en vue de leur industrialisation, des produits : équipements militaires aéroportés (avions, emports, drones etc...), avions d'affaires et leurs dérivés et des produits spatiaux.

La DGT assure, pour les programmes nationaux et internationaux, l'analyse des besoins, la définition et la justification de la définition, depuis la phase de faisabilité des programmes jusqu'à la phase d'utilisation, au cours de laquelle elle assure le suivi technique.

La DGT s'appuie sur des directions et des départements hautement spécialisés dont les compétences couvrent la totalité des disciplines requises permettant de mener à bien les programmes qui lui sont confiés.

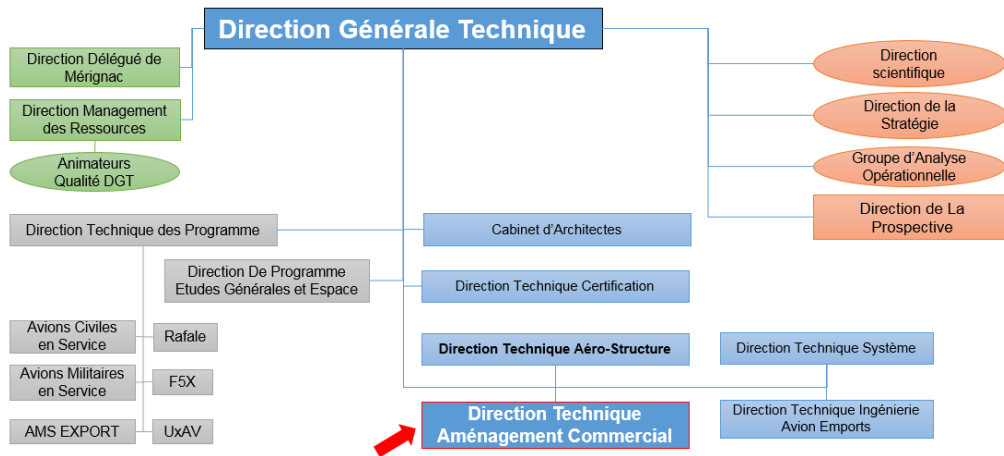


Figure 10 – Organigramme de la DGT

Les activités liées à l'aménagement intérieur des avions d'affaires sont rattachées à la direction technique aménagement commercial Falcon (DTACF).

Direction technique aménagement commercial Falcon (DTACF)

Appelé aussi "Complétion", l'aménagement intérieur des avions d'affaires était historiquement réalisé par la société Dassault Falcon Jet (DFJ) Engineering à Little Rock (USA, Arkansas).

Depuis septembre 2005, Dassault aviation a récupéré une partie de la charge liée à certaines études et définitions innovantes des aménagements commerciaux. De son côté DFJ conserve une majeure partie de la définition détaillée ainsi que la fabrication des meubles.

L'activité de la complétion est répartie en France sur les sites de Saint-Cloud et de Mérignac.

Le service aménagement intérieur des avions d'affaires est devenu une direction à part entière en 2008 sous le sigle DTACF. Elle est principalement basée à Saint Cloud et à Mérignac.

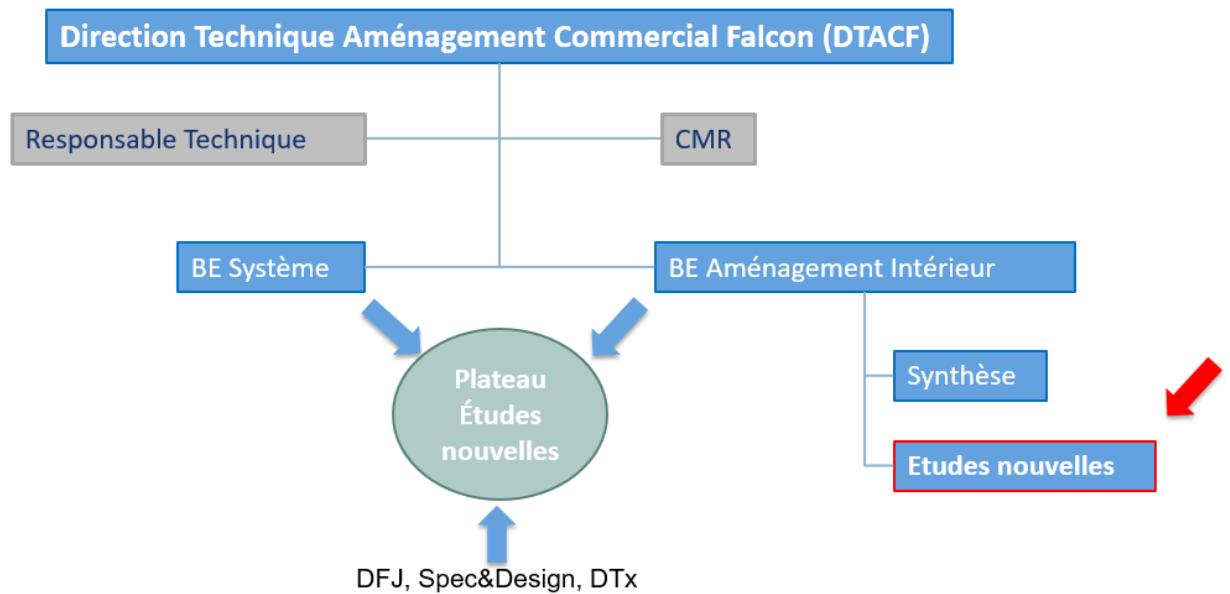


Figure 11 – Organigramme fonctionnel DTACF

Complétion des Falcon

Les avions Falcon peuvent être décomposés en 2 grandes parties :

Le basique :

Le basique représente la partie commune à un même modèle d'avion. On y retrouve la structure mécanique de l'avion, la voilure mais aussi les circuits, les tuyaux et les équipements dits "standards" que l'on retrouve dans une grande majorité d'avions. Cette partie varie peu entre chaque modèle.

La complétion :

La complétion regroupe l'ensemble des éléments qui permettent de compléter l'avion. Elle définit le processus d'aménagement commercial de l'avion basique selon les besoins et les goûts du client. Une spécification technique est réalisée pour chaque client.

Elle regroupe les fonctions suivantes :

- Assurer le confort des passagers de l'avion ;
- Personnaliser la configuration et le design de la cabine ;
- Intégrer des rangements ;

- Intégrer les équipements avioniques ;
- Contenir les équipements de sécurité (canots de sauvetage, gilets de sauvetage...);
- Assurer une isolation phonique et thermique de la cabine ;
- Décorer l'extérieur de l'avion.

Du point de vue du bureau d'études, cela consiste à concevoir et définir l'aménagement d'un avion selon les besoins clients, tout en respectant les contraintes de certification.



Figure 12 – Extérieur et intérieur d'un avion basique



Figure 13 –Photos extérieur et intérieur d'un avion fini

Introduction

Le marché de l'aviation d'affaires, en recul depuis 2008, montre quelques signes de reprise depuis peu. Ces derniers étant la diminution d'avions d'affaires d'occasion disponibles à l'achat et le faible nombre des commandes d'avions neufs, le marché reste donc extrêmement concurrentiel. La preuve en étant que les carnets de commandes des principaux constructeurs ont beaucoup diminués, même si certains ont mieux résisté que d'autres. C'est le cas de Dassault Aviation affichant une baisse des livraisons d'avions de 18% en 2018 avec 41 avions livrés contre 49 en 2017.

C'est dans ce contexte que Dassault Aviation a annoncé, en février 2018, le nouveau Falcon 6X né des cendres du Falcon 5X. Suite à divers problèmes de motorisation, le projet du Falcon 5X dû être abandonné en 2017, l'année où les premières livraisons aux clients auraient dû être effectuées. L'annonce du Falcon 6X devrait permettre à Dassault Aviation de se relancer dans le contexte du marché actuel avec un avion ayant la cabine la plus spacieuse de sa catégorie.



Figure 14 –Photos intérieur d'un Falcon 6X

Dans ce marché toujours plus compétitif, Dassault Aviation s'efforce d'imaginer et de proposer à ses clients des produits innovants tout en s'engageant dans une démarche de perfectionnement continue. Au sein du bureau d'études des aménagements commerciaux (BE ACF), le service ETNOU est en charge d'étudier et de développer de nouveaux aménagements ainsi que de nouvelles fonctionnalités.

Dans le cadre du mémoire d'ingénieur Cnam spécialité mécanique parcours structures - process, il m'a été proposé de traiter un sujet illustrant l'engagement de Dassault Aviation dans sa démarche d'amélioration et d'innovation. Il s'agit du développement d'un nouveau mécanisme de porte de séparation entre deux zones de l'avion.

1. Origine du projet

L'aménagement intérieur d'un avion peut être divisé en plusieurs zones. De manière générale, nous pouvons décomposer l'appareil en quatre zones représentées sur la figure 15. Chaque zone étant séparée de la suivante par une porte et une cloison physique ; mais la zone cabine pouvant elle-même être divisée en sous-zone pour les besoins du client. Ces cloisons servent au client à s'isoler dans les différentes zones, elles sont manipulées et présentes dans le champ de vision du client et du personnel navigant toute la durée du vol. Elles se doivent d'être traitées de manière cohérente et qualitative.

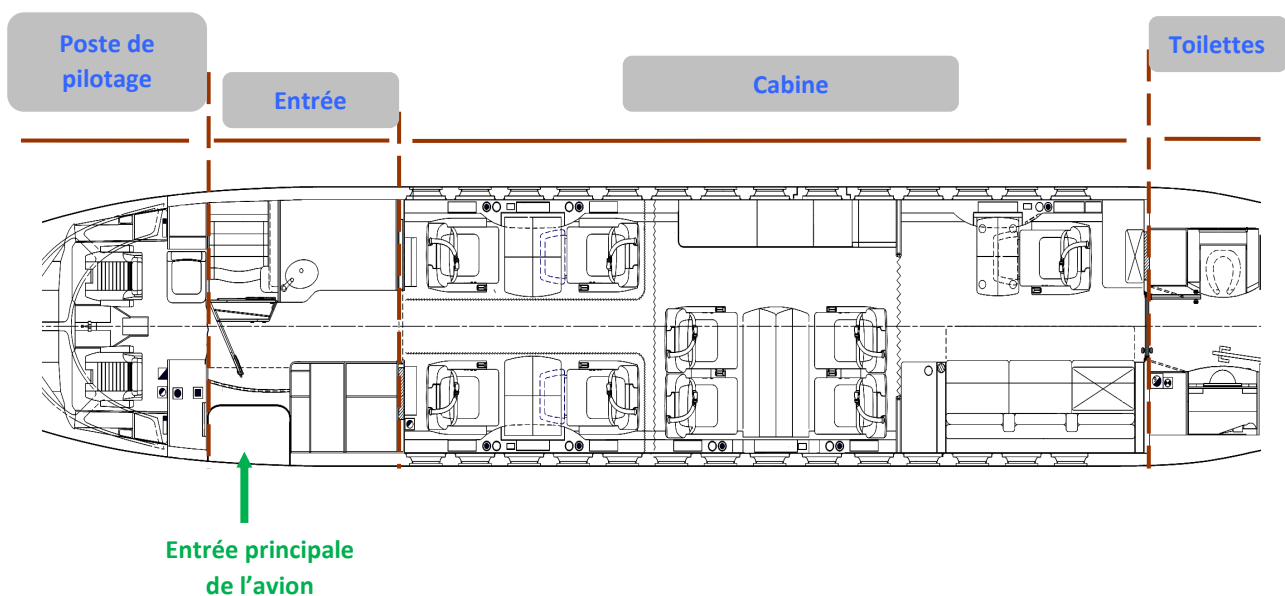


Figure 15 – Plan d'aménagement cabine d'un Falcon 7X

Dans cette optique, un bilan des différents types d'ouvrants de cloison a été effectué au début du développement du Falcon 6X. Le but de cette démarche étant de mettre en avant tout les avantages et inconvénients des systèmes actuellement utilisés.

1.1. Les mécanismes de porte précédents

Le premier constat a été que les systèmes d'ouvrants étaient différents entre les zones. Le premier système, généralement utilisé pour séparer la zone toilette de la cabine, est un principe de porte à gonds (Fig. 16). Les systèmes de porte à gonds, très utilisés dans la vie courante, sont très fiables mais ont pour principal défaut l'espace nécessaire à leur fonctionnement. En effet, l'espace occupé par ce type de porte est le volume balayé par celle-

ci lors de sa manipulation ; or l'optimisation du volume est toujours une préoccupation importante sur ce type d'avions. D'autres points négatifs sont aussi à prendre en compte ; une personne située devant la porte peut être blessée si un autre passager souhaite entrer dans le compartiment. Le cas d'un objet laissé derrière la porte peut aussi être invoqué, ce qui entrainerait le blocage de l'ouverture et éventuellement la dégradation de la finition.

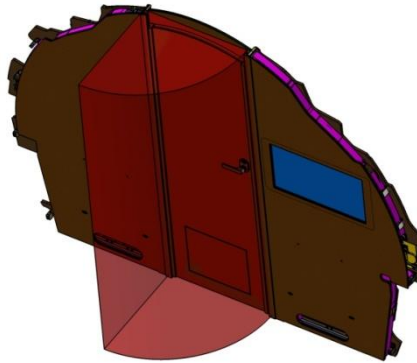


Figure 16 –Image de porte à gond

Le second système d'ouverture, généralement utilisé pour séparer la zone entrée de la cabine, est un mécanisme de porte coulissante (Fig.17). Les mécanismes de porte coulissante ont pour avantage une optimisation de l'espace occupé, ce qui permet de résoudre les inconvénients constatés pour les portes à gonds mais a aussi révélé plusieurs points négatifs. En effet, deux mécanismes différents étaient utilisés, ceci multipliant les références ainsi que les différentes manipulations d'ouverture et de fermeture de ces portes. De plus, plusieurs retours clients nous ont fait constater un nombre conséquent de dysfonctionnements de ces mécanismes, principalement des ouvertures intempestives ainsi que des blocages de mécanismes. Ces derniers étant des équipements achetés à une société extérieure, aucune modification ni aucune réparation ne pouvait être effectuée par le personnel Dassault Aviation ; ayant pour conséquence un allongement du temps d'immobilisation de l'avion lors des réparations.

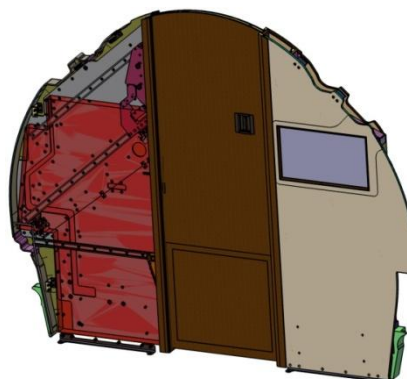


Figure 17 –Image de porte coulissante

1.2.Règlementation applicable au Falcon 6X

La date de certification du F6X, ayant été reculée par rapport à la première date déclarée aux organismes EASA et FAA pour le F5X, de nouvelles règles de certifications ont dû être appliquées. Un extrait de l'amendement 21 de la spécification de certification, en figure 18, impactait la porte de séparation de l'entrée et de la cabine lors de l'utilisation en transport public. Cette nouvelle réglementation stipule qu'il doit être possible d'ouvrir et déverrouiller la porte, lors des phases de convoyage, de décollage et d'atterrissage, sans que cela ne provienne d'une manipulation par les passagers et que le personnel navigant ne quitte pas le poste de pilotage. De plus une indication visuelle sur une mauvaise position de la porte en TTOL est requise pour une identification rapide et facile par le personnel navigant. Cette nouvelle contrainte est d'autant plus justifiée que la cloison est un obstacle entre la cabine et l'issue de secours ; qui dans ce cas se trouve être la porte d'entrée principale de l'avion.

S25.10 General Cabin Arrangement

- (a) *Interior Doors on Non-Commercially Operated Aeroplanes* (See AMC to Appendix S, S25.10(a)): For a non-commercially operated aeroplane, installation of doors that results in non-compliance with CS 25.813(e) is acceptable provided that it is ensured by design and procedure that:
- (1) each door is open before entering any of the taxiing, take-off, and landing phases;
 - (2) each door remains open during taxiing, take-off, and landing, and especially during and after a crash landing; and
 - (3) in the case of any probable failure or jamming of a door in a position other than fully open, any occupant is able, from any compartment separated by that door, to restore in an easy and simple manner a sufficient opening to access the compartment on the other side of the door.
- (b) *Interior Doors on Commercially Operated Aeroplanes* (See AMC to Appendix S, S25.10(b)): For a low-occupancy aeroplane having a passenger seating configuration of 19 or less, installation of doors that results in non-compliance with CS 25.813(e) is acceptable provided that the conditions of S25.10(a)(1), S25.10(a)(2) and S25.10(a)(3) are complied with and the following additional requirements are met for each passenger compartment created by a door or doors:
- (1) Within the compartment, there is at least one emergency exit above the waterline on each side of the fuselage that meets at least the requirements of a type IV emergency exit for a compartment that has a passenger seating configuration of nine seats or less, or of a type III emergency exit otherwise; or
 - (2) Within the compartment, there is at least one emergency exit above the waterline on one side of the fuselage that meets at least the requirements of a type IV emergency exit for a compartment that has a passenger seating configuration of nine seats or less, or of a type III emergency exit otherwise, and:
 - (i) an occupant of the compartment would not need to go through more than one door to access an emergency exit above the waterline on the other side of the fuselage; and
 - (ii) the demonstration of compliance with the provisions S25.10(a)(1) and (2) does not rely on any passenger action, nor involve any flight crew member leaving their position in the cockpit.

Figure 18 – Extrait du document de certification

1.3.Résumé

Lors du développement du Falcon 6X, plusieurs constats ont été effectués sur les autres avions de la famille Falcon. Les systèmes d'ouvertures n'étaient pas homogènes entre les différentes zones, ni entre les différents avions. Les largeurs de passage entre différentes zones étaient souvent réduites et ne pas correspondaient pas aux critères de confort suivant l'esprit Dassault Aviation.

La nouvelle certification applicable à cet avion imposant des modifications aux mécanismes de cloisons ; il a été décidé d'effectuer un nouveau développement de mécanismes mettant en avant la philosophie Dassault Aviation ; les mécanismes de porte du Falcon 6X devaient être homogènes entre les principales zones de l'avion et chacune d'entre elles devaient profiter au maximum des nouvelles dimensions de sa cabine qui est la plus large de la famille Falcon.

2. Organisation d'un nouveau développement

Dans le cadre d'un développement réalisé par Dassault Aviation, chaque projet suit un formalisme articulé autour de trois grandes phases. Le contenu, ainsi que la taille, des phases variant en fonction du type et de l'importance du sujet. En tant que maître d'ouvrage, la Direction de Programme des Avions Civils (DPAC) est en charge du pilotage de projets liés à l'aménagement commercial. En fonction du choix fait par la DPAC, la maîtrise d'œuvre peut être réalisée en interne ou confiée à un partenaire extérieur.

2.1.Phase A (Avant-projet)

La Phase A est une étape majeure dans le déroulement d'un projet. Cette étape permet de formaliser les besoins, d'identifier les acteurs internes et externes à la société qui seront responsables des phases de développement. C'est lors de cette étape d'organisation et planification du projet que le responsable du service ETNOU m'a confié la mission d'effectuer et suivre le développement de la porte séparant l'entrée et la cabine.

Il a été décidé que les mécanismes de porte devaient être développés en interne Dassault Aviation, la suite de cette phase s'est faite à partir d'un cahier des charges fonctionnel.

Il faut dans un premier temps faire une analyse du besoin technique. Suite à celle-ci, il a fallu effectuer des études préliminaires de concept ainsi qu'une pré-étude de faisabilité technique servant à valider le concept.

C'est lors de cette étape qu'est déterminée une définition préliminaire des interfaces mécaniques et électriques avec l'environnement basique de l'avion.

2.2.Phase B (Etude détaillée)

Cette phase consiste à étudier différentes solutions, en respectant les contraintes techniques définies par l'étude préliminaire. Lors de cette étape, une pré-étude des actionneurs mécaniques et électriques, est généralement effectuée. De même, lorsque les différents schémas cinématiques sont validés, une étude en pré-dimensionnement du

mécanisme et des liaisons est effectuée. Lorsque ces étapes sont réalisées, le concept est validé par à l'aide de maquettes fonctionnelles.

Cette phase se clôture par l'approbation des différents choix techniques lors d'une revue préliminaire de définition (PDR).

2.3.Phase C (Définition détaillée)

L'enjeu principal de la phase C est la finalisation du projet. Dans le cadre de celui des mécanismes de porte, cette phase avait plusieurs objectifs simultanés.

Le premier est la définition détaillée des pièces ainsi que leurs cotations fonctionnelles servant à la fabrication en série.

Le deuxième objectif est d'apporter des correctifs suite aux différents essais réalisés sur la maquette fonctionnelle. En effet, plusieurs essais sont effectués pour tester les correspondances aux différentes exigences de certification, ainsi que la tenue à l'usure après un nombre important de cycles d'utilisations.

Le troisième objectif est de compléter le dossier de finalisation qui devra être validé auprès de la DPAC. Ce dossier comprend :

- La définition 3D complète du mécanisme ;
- Le dossier de certification ;
- Le plan détaillé des essais de qualification.

Cette phase se clôture par le jalon contractuel appelé Revue Critique de Définition (CDR).

3. Analyse et Concept

3.1. Analyse de la spécification de besoin

La première étape de ce projet a été l'analyse de la spécification du besoin. Lors de cette étude, nous avons recensé les différents aspects ayant un impact sur la conception de la porte. À partir de ce point nous avons pu créer un diagramme de fonction (fig. 19) et ainsi les classifier suivant trois catégories. Les fonctions dites « Obligatoires », c'est-à-dire les besoins étant exprimés indispensables pour respecter le concept initialement décrit dans la spécification. La seconde catégorie est celle des fonctions « Importantes », il s'agit d'objectifs à atteindre mais ces points peuvent être remis en cause pour des questions techniques ou de coût lors du développement. La dernière catégorie correspond aux fonctions « optionnelles », le besoin exprimé par cette catégorie n'est pas indispensable pour le respect du concept mais agissent comme plus-value sur le concept final.

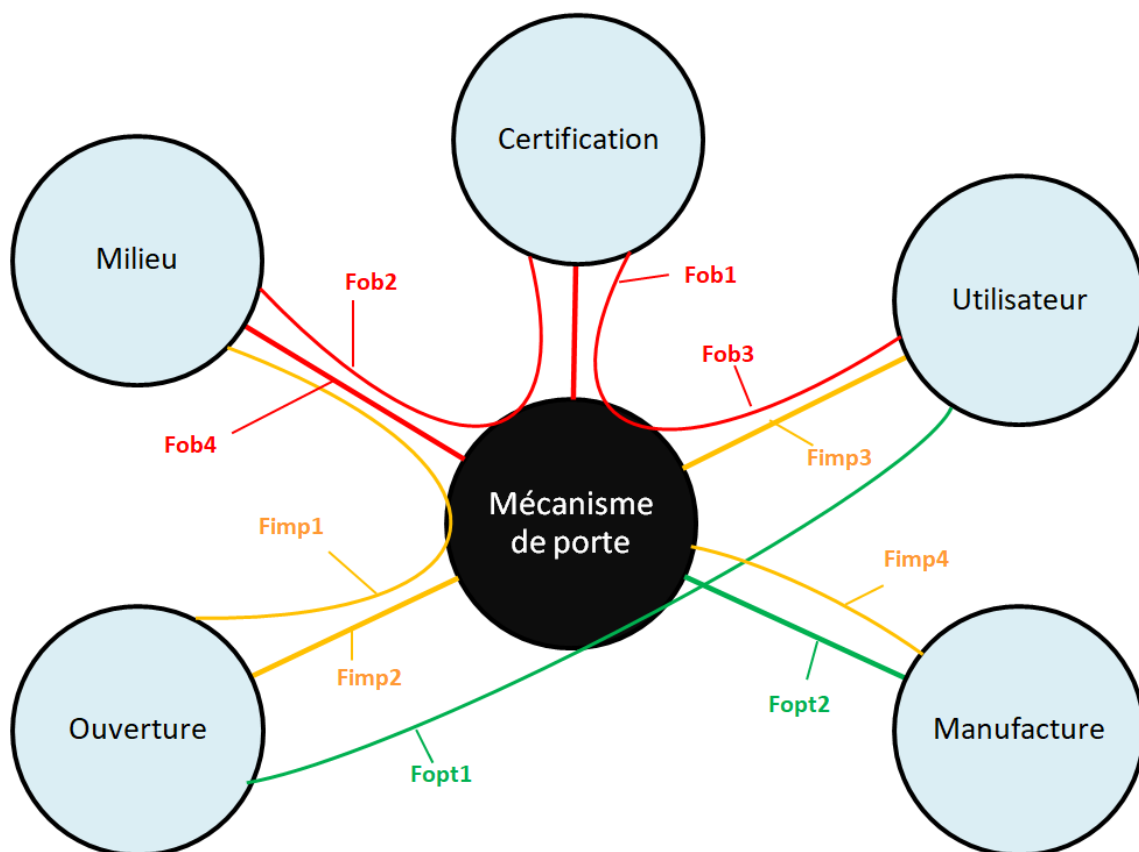


Figure 19 – Diagramme de fonction

N° de fonction	Description
FONCTIONS OBLIGATOIRES	
Fob1	La première fonction identifiée étant l'exigence d'écrite dans la section 1.2, à savoir, l'ouverture automatisée de la porte depuis le poste de pilotage.
Fob2	La seconde exigence à prendre en compte est la décompression soudaine ; il s'agit de prévoir un système permettant l'équilibre des pressions entre les différents compartiments lorsque d'une avarie ; pour exemple, dans le cas du Falcon 6X, la perte d'un pare-brise avait été prise en compte. L'équilibrage de pression permet de prévenir un effet boule de neige sur la structure de l'avion.
Fob3	La troisième fonction identifiée est la frangibilité. Il s'agit de prévoir une partie de porte « fragile » permettant à un passager de franchir la porte même si le mécanisme est bloqué en position fermée ; cela s'avère nécessaire afin d'assurer un accès aux issues de secours. Cette frangibilité doit permettre à une personne représentant le 5 percentile féminin (1,52m et 48Kg) de la casser ; de même la porte après avoir été « cassée » doit permettre le passage d'une personne représentant le 95 percentile masculin (1m87m et 97Kg).
Fob4	La dernière fonction obligatoire consiste à s'adapter à l'environnement de la cloison. En effet, les cloisons étant des éléments séparant des zones, certains éléments techniques doivent pouvoir la traverser (ou la contourner) afin d'alimenter la partie avant de l'avion. Il s'agit particulièrement des câblages, conditionnement d'air et de la structure primaire de l'avion.
FONCTIONS IMPORTANTES	
Fimp1	Une fonction classifiée comme importante était d'optimiser l'ouverture du passage et ainsi la sensation d'espace vers la cabine ; mais aussi d'avoir une largeur d'ouverture adaptée aux meubles adjacents. En effet, nous souhaitons éviter de revoir la conception complète des meubles de la zone avant.
Fimp2	La seconde fonction identifiée comme importante de ce mécanisme, était d'avoir un système d'ouverture exclusivement mécanique similaire sur toutes les portes de l'avion.

Fimp3	Une autre fonction identifiée fût l’ergonomie, dans notre cas, il s’agit d’avoir des positions de poignée adaptées et de faibles efforts appliqués par l’utilisateur.
Fimp4	La dernière fonction importante identifiée a été de pouvoir effectuer la maintenance et la modification du mécanisme par Dassault Aviation et ces filiales.
FONCTIONS OPTIONNELLES	
Fopt1	La première fonction optionnelle est liée à la fonction importante 2, il s’agissait d’avoir un mécanisme permettant la fermeture de la porte d’environ 75% sans aucune aide de la part de l’utilisateur.
Fopt2	La seconde fonction optionnelle identifiée fut la possibilité d’avoir un mécanisme au maximum mécanique ; cela ayant de multiples avantages. Le premier étant de pouvoir répondre facilement au critère de maintenance (Fimp4), le second étant de pouvoir fabriquer le mécanisme en interne dans les ateliers de Dassault Falcon Jet.

Tableau 1 – Liste des fonctions identifiées

3.2.Étude préliminaire de concept

Lors de cette phase, nous avons commencé par déterminer les largeurs maximales de portes permettant d’être stockées dans la cloison. Pour ce faire, nous avons utilisé les mécanismes de portes coulissantes déjà installés sur Falcon 8X ; nous avons rapidement constaté que l’optimisation de la largeur de passage s’effectuerait à travers le développement d’un nouveau mécanisme. Pour cela, nous avons étudié plusieurs principes de mouvement permettant le déploiement de la porte.

Le premier principe était basé sur les mécanismes de porte coulissante actuelle (fig. 20). Ce principe de translation sur glissière avait pour avantage sa simplicité, mais comportait plusieurs inconvénients. Ce concept étant breveté par le fournisseur des mécanismes précédemment utilisés, cela aurait pour probable effet de reproduire les même inconvénients que ceux listés précédemment ; à savoir des problèmes de maintenance, de modification et cela lierait Dassault Aviation à ce fournisseur.

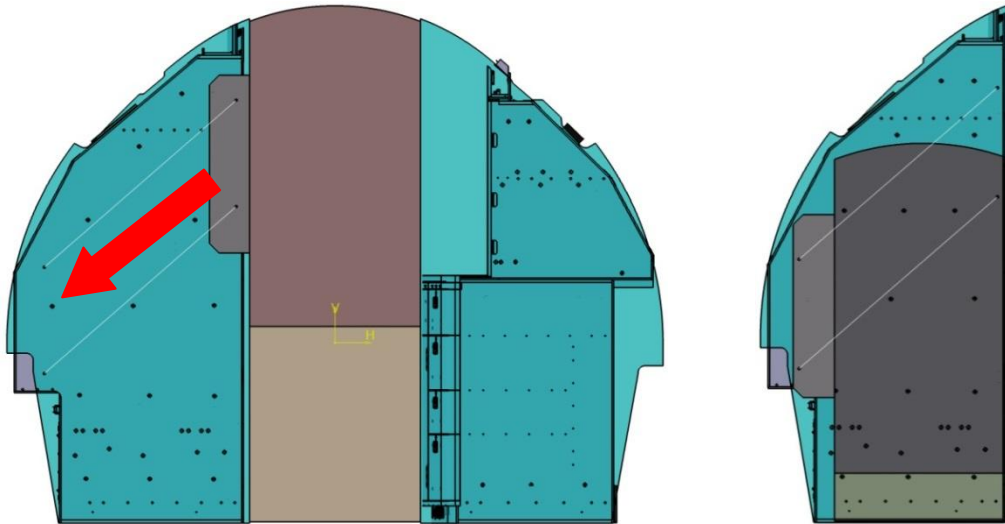


Figure 20 – Mécanisme de porte sur glissière

Le second principe est basé sur un mouvement de translation circulaire représenté en figure 21. Ce mécanisme bien que nouveau permet une largeur de passage conséquent. Il est relativement simple et nous permet de futures modifications si nécessaire. De plus ce mécanisme étant complétement propriété de Dassault Aviation, nous pouvons le décliner sur toute la famille d'avions Falcon dans un but d'amélioration constante.

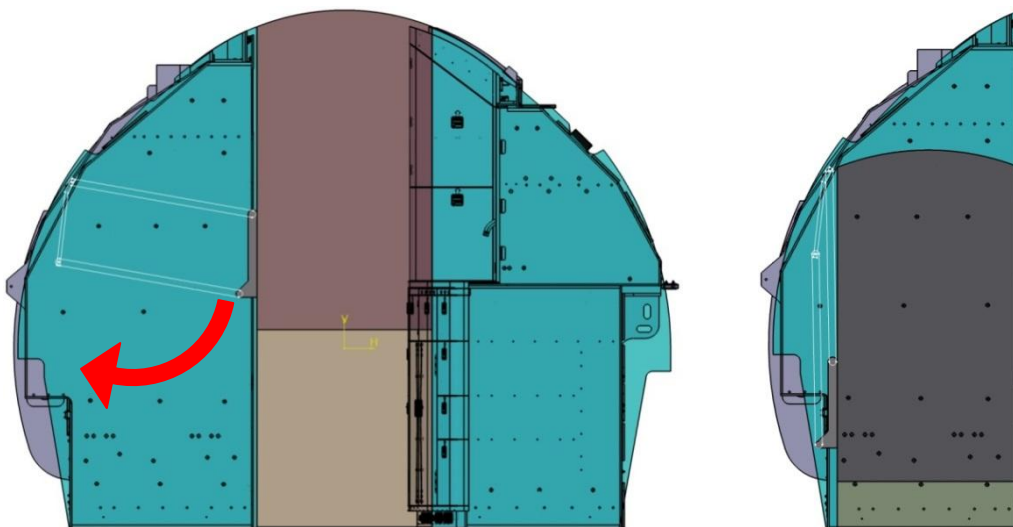


Figure 21 – Mécanisme par translation circulaire

Nous avons tout de même constaté une optimisation possible concernant la cloison de séparation de l'entrée et de la cabine. En effet, une double porte (fig. 22), aurait pour avantage d'octroyer une sensation d'espace optimal, et d'offrir plus d'espace libre dans la cloison afin de stocker les actionneurs servant à l'ouverture automatisée. En contrepartie, cela impose une

double manipulation pour le déploiement de cette porte contrairement aux autres portes de l'avion.

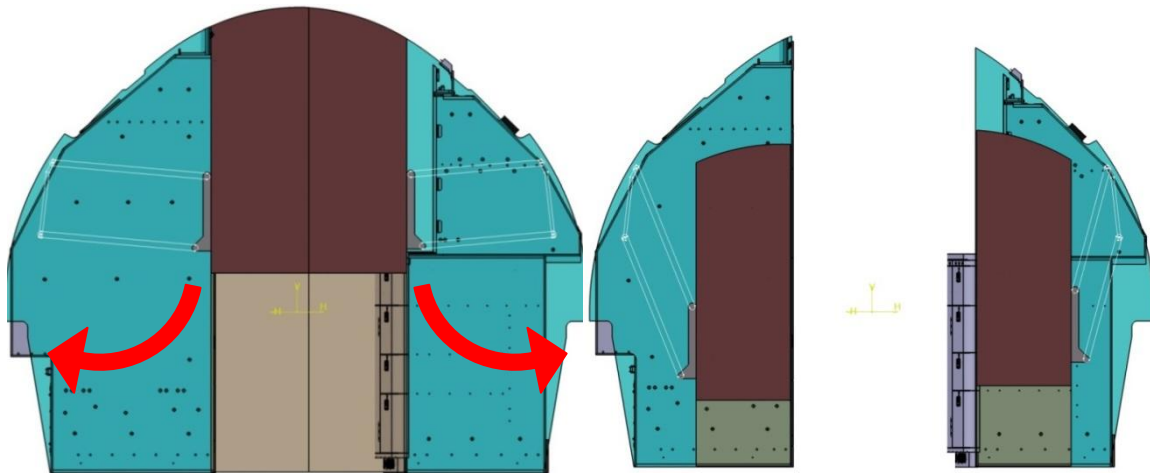


Figure 22 – Double mécanisme par translation circulaire

Suite à une présentation, à la DPAC, il a été décidé de poursuivre sur les deux mécanismes en translation circulaire de conception Dassault Aviation. En effet, la porte séparant la zone entrée et la zone cabine étant exclusivement manipulée par le personnel navigant, la double manipulation n'a pas été jugée critique dans le choix du mécanisme auquel a été privilégiée la sensation d'espace.

3.3. Pré-étude de faisabilité

Lors de cette phase, les différents points abordés ont été les solutions techniques permettant de s'assurer de la faisabilité d'une porte à mouvement de translation circulaire.

Nous avons commencé par regarder les solutions techniques nous permettant de faire une porte ayant une partie haute et une partie basse. Nous avons constaté que la partie haute de la porte ne nécessitait qu'une liaison, en deux points, avec le mécanisme de cinématique pour atteindre ses positions initiales et finales. Concernant la partie basse de la porte, il nous a semblé évident que sa cinématique devait découler du déplacement de la partie haute de la porte afin de procurer une sensation de fluidité et d'homogénéité. Afin de réaliser ce déplacement, nous avons utilisé deux liaisons distinctes (fig. 23).

La première est de type glissière effectuée avec la partie fixe de cloison ; ce principe a l'avantage de faire supporter la masse de la partie mobile directement par la partie structurante de la cloison.

La seconde liaison sert à guider le déplacement dans la partie haute de la porte. Dans ce cas, une liaison rectiligne est suffisante. La liaison glissière avec la partie haute servant à déplacer la partie basse en \vec{y} suivant ainsi son déplacement lors du déploiement de la porte et la linéaire rectiligne avec la partie cloison servant à régler la position en hauteur \vec{z} .

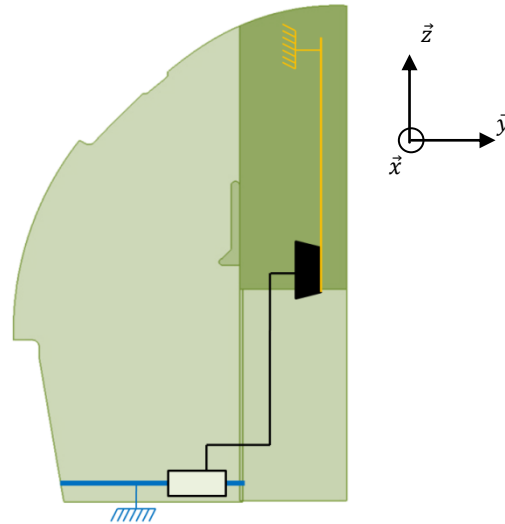


Figure 23 –Schéma de liaison de la partie basse de porte

Pour la seconde partie de cette pré-étude, nous avons regardé les volumes nécessaires pour les différents systèmes ainsi que pour le stockage de la porte. Lors de cette étude, nous avons confirmé que le choix d'un mécanisme double nous octroyait plus d'espace de stockage pour les composants. Un comparatif rapide a été effectué entre un système de simple porte et de double porte représenté en figure 24. Cet espace supplémentaire nous serait utile afin de stocker le système de descente automatisée ainsi que les actionneurs associés.

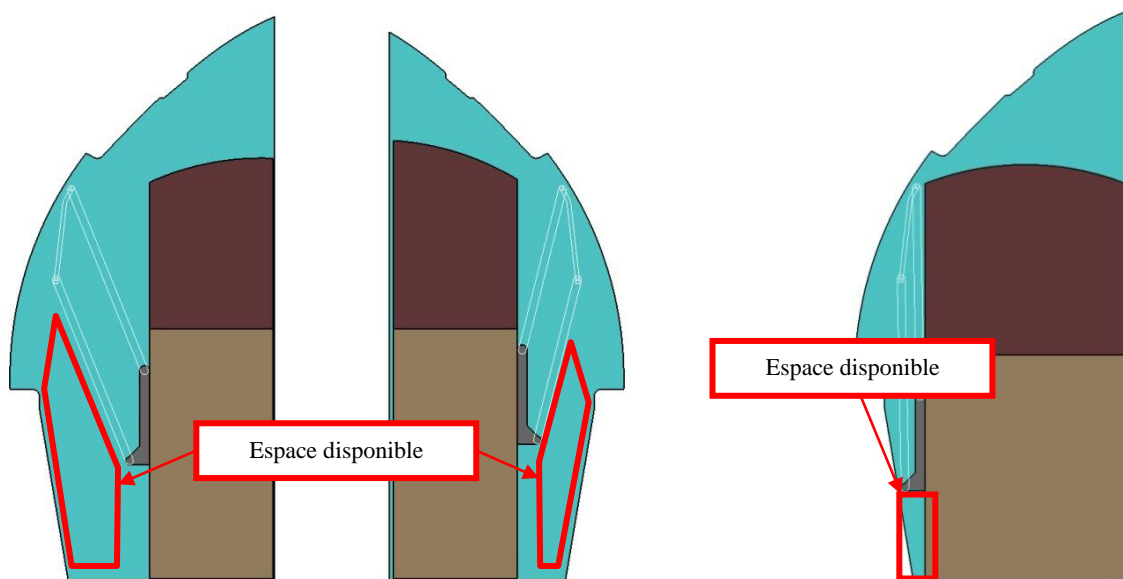


Figure 24 –Comparatif d'espace disponible en porte double et porte simple

Lors de cette pré-étude, nous avons aussi étudié les différents systèmes de verrouillage de la porte. Un premier mécanisme nous permettant de maintenir la porte en position ouverte et fermée (fig. 25 et Fig. 26), ainsi qu'un dispositif secondaire (fig. 27), lorsque la porte est stockée dans la cloison. En effet, lorsque la porte est ouverte et stockée, il nous est demandé un second type de verrouillages visuels permettant d'assurer la position de la porte en cas de défaillance du premier mécanisme.

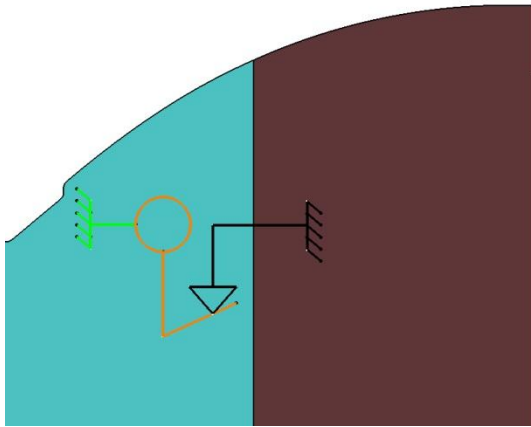


Figure 25 –Schéma de verrou position fermée

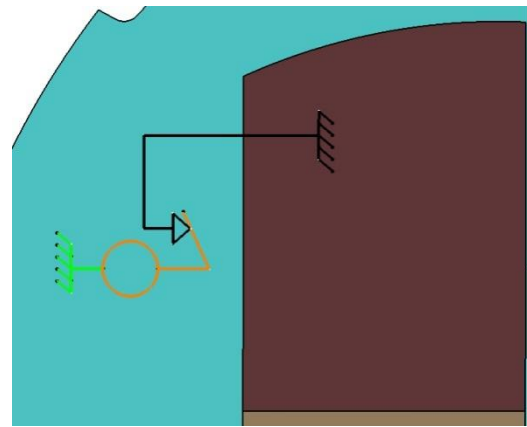


Figure 26 –Schéma de verrou position ouverte

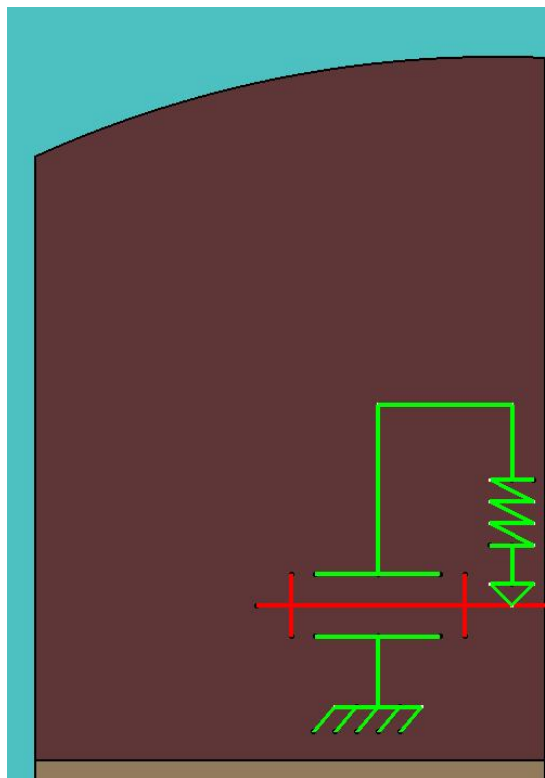


Figure 27 –Schéma de verrou secondaire

Pour finir, nous avons étudié la position des lignes de frangibilité des portes ainsi que leurs impacts sur les différentes parties des portes. Nous avons ainsi déterminé que deux petits mécanismes, représentés en figure 28, seraient à mettre en place afin permettre l'ouverture de la porte. En effet, la partie basse conçue sur une seule épaisseur panneau aurait ses deux morceaux maintenus par des ressorts. La partie haute de la porte étant plus épaisse afin d'englober la partie basse une fois fermée, devrait avoir un mécanisme plus complexe, fait à partir de plusieurs pièces liées en pivot, permettant de gérer cette épaisseur.

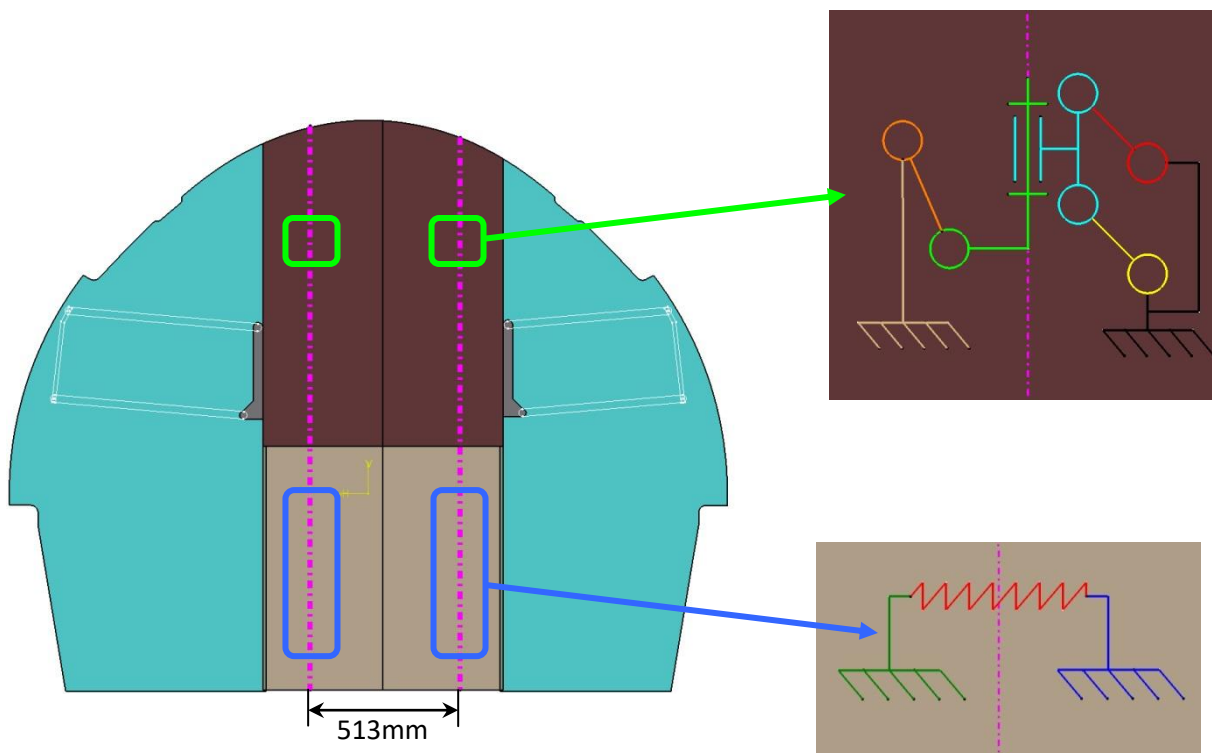


Figure 28 –Schéma de frangibilité

4. Étapes de conception

L'étude et la conception du mécanisme de porte représentant un volume de données trop important à traiter, pour la suite du document je n'aborderai que la partie descente automatisée.

4.1. Étude technique et cinématique

L'étude technique du mécanisme de descente automatisée a débuté par un bilan des attendus, du mécanisme et de sa cinématique.

Le bilan des attendus nous a fixé quatre points auxquels nous ne pouvions déroger.

Le premier attendu est que le personnel navigant devait pouvoir constater la position ouverte de la porte et si nécessaire l'actionner sans bouger du poste de pilotage.

Le second point étant que nous devions pouvoir descendre la porte quel que soit la phase de vol de manière automatisée.

Le troisième attendu était que cette descente automatisée ne devait pas forcer une automatisation complète de la porte.

Le dernier point étant que toutes les modifications apportées ne devaient pas avoir un impact significatif sur le mécanisme. Ce dernier point avait pour but de conserver des mécanismes similaires sur toutes les cloisons de séparation. Et d'octroyer un choix au client, car l'automatisation de l'ouverture de porte est obligatoire seulement dans le cas d'une utilisation à but commercial de l'avion. Nous entendons ici, par utilisation commerciale, la mise en location, l'utilisation par une société ou le prêt de l'avion, à l'inverse d'une utilisation exclusivement personnelle.

Le bilan effectué sur le mécanisme et sa cinématique nous a permis d'identifier les différents points sur lesquels nous devons agir afin d'automatiser l'ouverture de la porte. En effet, ayant pour objectif de modifier un minimum de pièces pouvant être similaires entre les portes, il a été décidé d'apporter des modifications sur les parties fixées dans la cloison. De plus, la cloison de séparation entre l'entrée et la cabine ayant deux portes quasi-symétriques, nous avons constaté que toute modification apportée sur un des mécanismes pourrait être reproduite de façon symétrique.

Il a été établi qu'une série d'actions sur trois parties distinctes du mécanisme, aurait pour effet une automatisation la descente de la porte avec un minimum d'impact. Dans cette optique, nous avons décomposé le mouvement de descente en trois actions.

La première action à appliquer est de déverrouiller la porte de sa position fermée. En effet, la porte est maintenue en position haute grâce à un mécanisme de verrou fixé sur la cloison (figure 29). De plus, dans cette version du mécanisme, le vérin à gaz permet de déployer la porte de 75% par compensation de sa masse, mais ne permettant pas un déploiement complet de la porte, nous pouvons affirmer qu'une action de rotation sur le crochet permettrait de faire débiter le mouvement de descente de la porte.

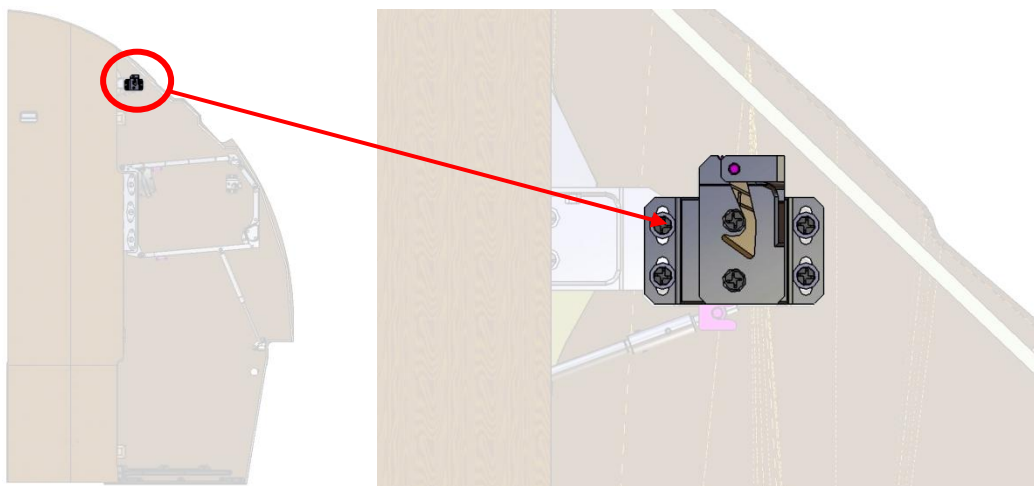


Figure 29 – Verrou supérieur

Ce mécanisme de verrou est composé de trois pièces principales ayant chacune une fonction bien définie. La première que nous appellerons 'base 1' sert de pièce de réglage en \vec{z} du système de verrou. Cette pièce fait également office d'interface entre la partie fixe de la cloison et la seconde pièce que nous nommerons 'base 2'. Cette deuxième pièce, maintenant la troisième nommée 'crochet', a pour fonction de permettre un réglage en \vec{y} par rapport au point d'attache de la porte. Le crochet étant la pièce mobile qui sert à maintenir le point d'attache de la porte, nous devons prévoir un système de réglage absorbant les différentes tolérances de fabrication. En effet, les portes étant réglées afin qu'elles accostent parfaitement entre elles, le point d'attache de chacune des portes est légèrement différent. Grâce au schéma cinématique (Fig. 30), nous avons démontré qu'une action de rotation appliquée sur le crochet permettrait de déverrouiller la position de la porte.

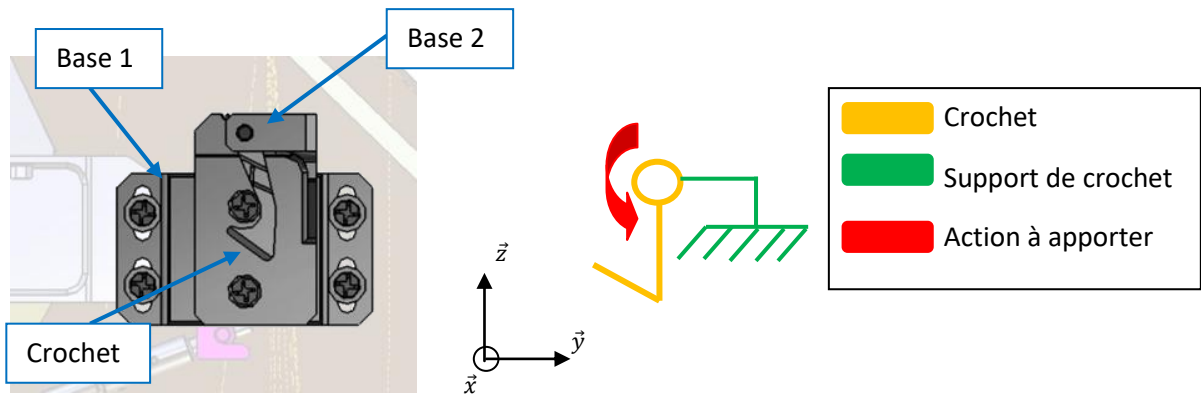


Figure 30 –Schéma cinématique du verrou supérieur

La deuxième action apportée sur le mécanisme devait permettre de finir le mouvement de descente afin que la porte soit complètement stockée. Comme énoncé précédemment, le mécanisme reposant sur un principe de compensation, de la masse porte, par l'effet d'un vérin à gaz, nous devons déterminer quel moyen serait le plus simple, et efficace afin de 'débrayer' ce vérin. Il a été défini que le point d'ancrage du vérin sur la cloison (fig. 31) devait être mobile afin d'obtenir le résultat souhaité. Par la suite, nous avons décidé que le vérin, bien que non prévu à cet effet, pourrait servir comme bielle lors du stockage de la porte afin de compenser les différentes inclinaisons de l'avion suivant les phases de vol.

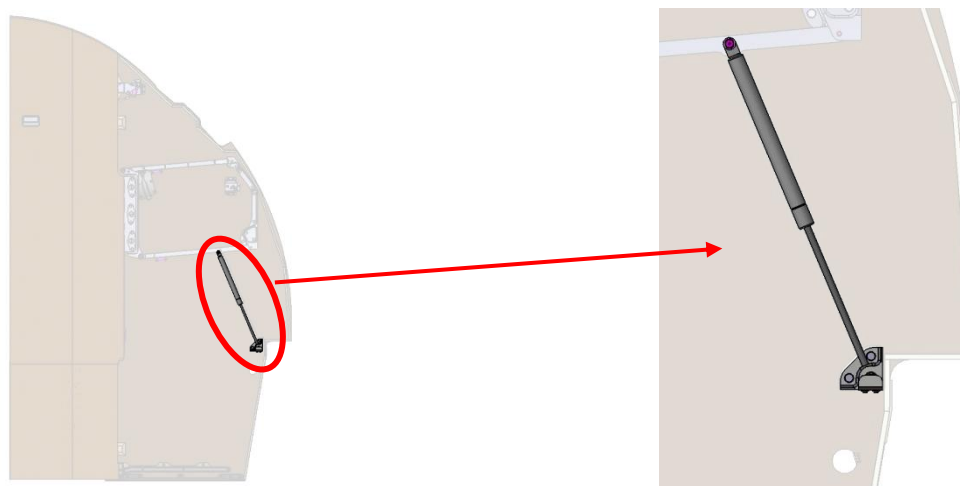


Figure 31 –Point d'ancrage du vérin sur la cloison

Pour mettre en mouvement ce point d'ancrage, nous avons décidé que celui-ci devrait subir une action de translation linéaire afin libérer la tension du vérin et ainsi permettre la

descente de la porte. Cette action de translation linéaire, représentée en figure 32, devant être maîtrisable en termes de course et de vitesse.

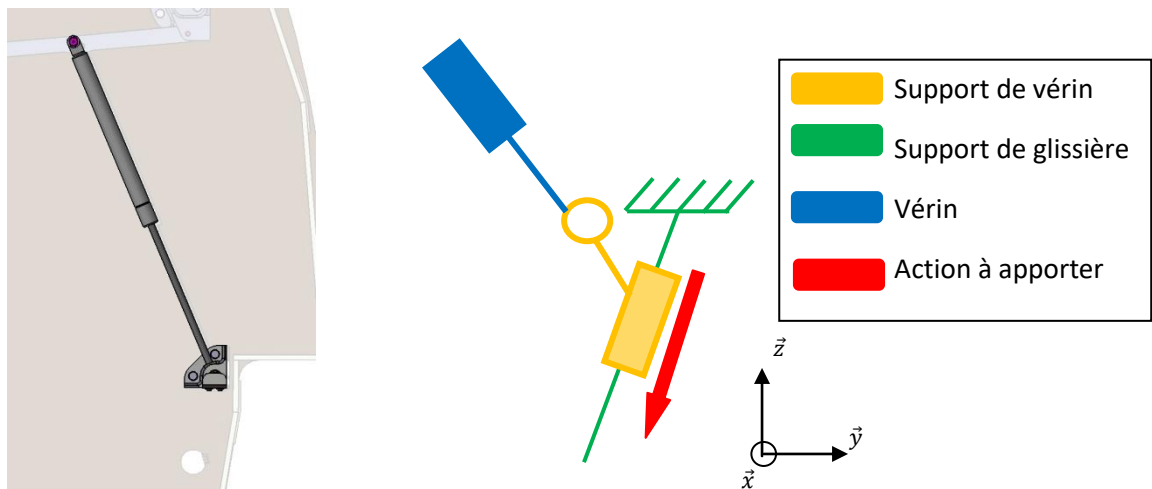


Figure 32 –Schéma cinématique du verrou supérieur

Le verrou inférieur, permettant le maintien de porte en position stockée, ne nécessitait pas de modification. En effet, l'action du débrayage cumulée à la masse de la porte ont été considérées comme suffisantes à son activation, puis ceci fut confirmé par le pré-dimensionnement des efforts lui étant appliqué.

La dernière étape du processus consiste à activer le verrou secondaire du mécanisme (fig. 33). Ce verrou ayant pour but d'assurer un blocage de la porte en position ouverte, en cas de défaillance du verrou inférieur, nous devons garantir sa mise en position.

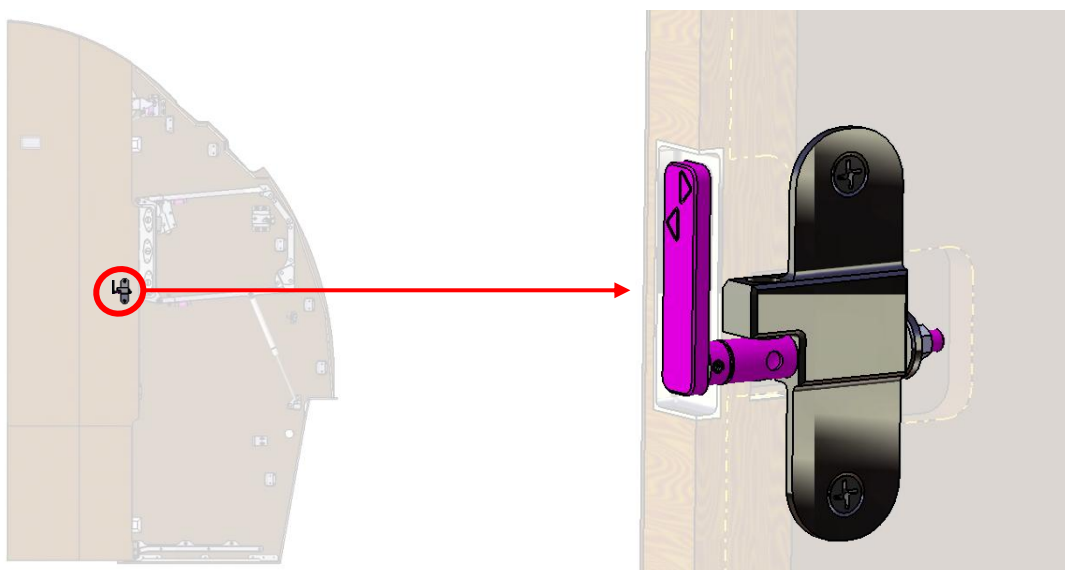


Figure 33 –Verrou secondaire

En effet, ce verrou étant lié par une liaison pivot à la structure de cloison et maintenu en position par une liaison ponctuelle. Le schéma cinématique (fig. 34), a permis de définir que l'action à apporter serait une rotation permettant de contrer la liaison ponctuelle et mettre le verrou en mouvement.

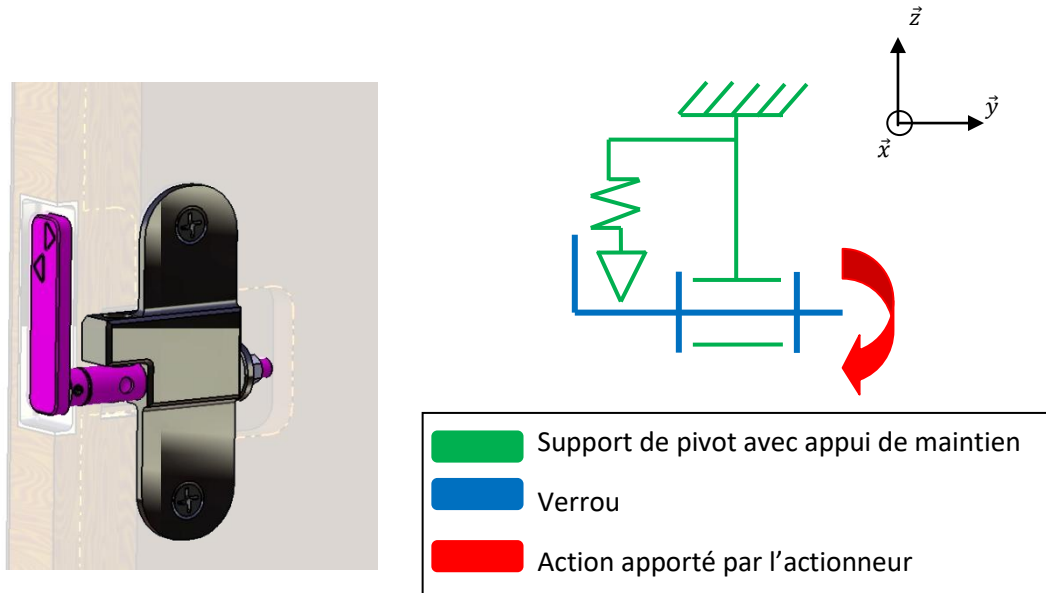


Figure 34 –Schéma cinématique du verrou secondaire

4.2.Étude du séquençage et cas de pannes

Avant d'effectuer l'étude des liaisons et des différents moyens à mettre en place pour faire ouvrir la porte automatiquement, nous avons décidé d'en étudier le séquençage. Celui-ci, décrit en figure 35, nous servant afin de ne pas omettre de paramètres. Pour ce séquençage, nous nous sommes placés dans un cas d'utilisation normale, soit une utilisation avant atterrissage.

Ce séquençage, nous a aussi permis de savoir sur quelles parties du mécanisme nous devons placer des capteurs de position afin de nous assurer du bon fonctionnement du dispositif. Cela a aussi permis de conforté le choix des actions apporté aux différentes parties du mécanisme.

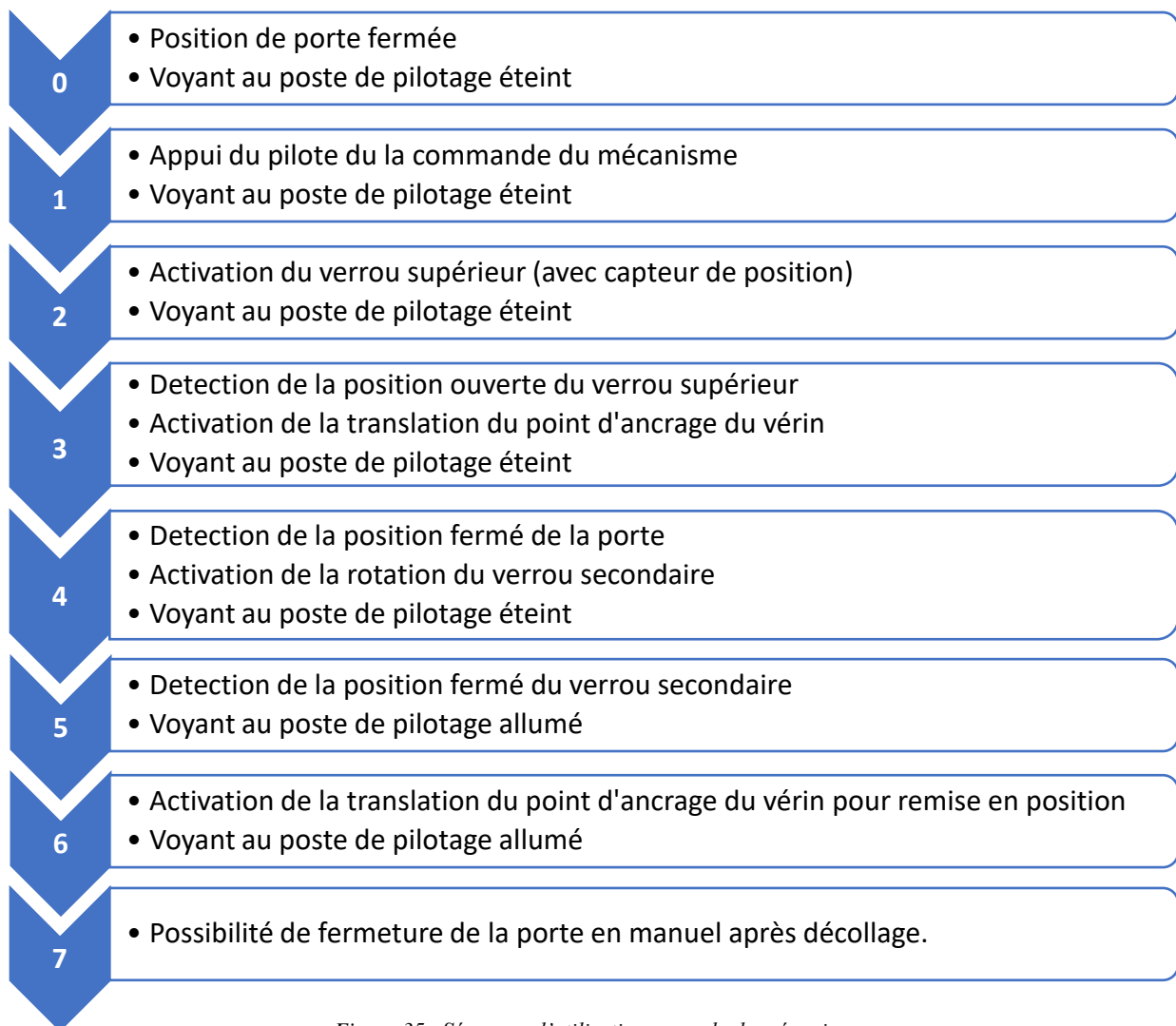


Figure 35 – Séquence d'utilisation normale du mécanisme

Une fois la séquence étudiée, nous avons cherché à savoir quels seraient les cas de pannes probables. Ces cas de pannes sont conditionnés par les différents actionneurs à mettre en places. Après étude, nous avons pu les classer suivant deux catégories décrites dans le tableau 2. Nous les avons classés par sévérité, suivant l'ordre de nuisance, 1 étant un critère bloquant et 5 une nuisance faible.

L'ouverture et la fermeture de la porte restant un mécanisme manuel, aucun cas de pannes bloquant n'a été détecté. En contrepartie, de nombreux cas nécessitent le déplacement du personnel navigant ; cela restant acceptable en optant pour des actionneurs ayant un faible ratio de cas de panne. Nous avons aussi constaté que le cas de panne de l'actionneur de descente du point d'ancrage en position milieu ou basse seraient les seuls cas où la porte ne pourrait plus être fermée manuellement.

Cas de panne	Conséquences	Réponses apportées	Sévérité
Voyant du poste de pilotage défectueux	Pas de détection de position sur le tableau de bord.	Le personnel navigant fait une vérification visuelle.	5
Bouton du poste de pilotage défectueux	Pas d'activation du mécanisme.	Le personnel navigant fait la manipulation manuellement.	2
Actionneur ou capteur du verrou principal défectueux	Panne de la descente automatisée.	Le personnel navigant fait la manipulation manuellement.	2
Actionneur de descente du point d'ancrage de vérin défectueux	Point d'ancrage en position haute.	Le personnel navigant fait la manipulation manuellement.	2
	Point d'ancrage en position milieu : pas de réarmement du vérin.	Le personnel navigant finit la manipulation manuellement	2
	Point d'ancrage en position basse: pas de réarmement du vérin.	Pas de manipulation nécessaire.	4
Capteur de position de la porte défectueux	Pas d'activation de l'actionneur du verrou secondaire.	Le personnel navigant finit la manipulation manuellement.	3
Actionneur du verrou secondaire défectueux	Pas d'activation du verrou secondaire.	Le personnel navigant fini la manipulation manuellement	2
Capteur du verrou secondaire défectueux	Panne d'activation du voyant au poste de pilotage.	Le personnel navigant fait une vérification visuelle.	5
Panne du boîtier de contrôle du mécanisme	Panne du système complet.	Le personnel navigant fait la manipulation manuellement.	2

Tableau 2 –Cas de pannes et conséquences

4.3.Étude des liaisons

Cette partie consiste à étudier les différents moyens mis à disposition afin de réaliser les actions décidées précédemment. Cette étude a été grandement orientée par les différents volumes, relativement faibles, disponibles.

Dans un premier temps, j'ai étudié les actions à apporter au verrou supérieur et secondaire. L'action à apporter étant une rotation, j'ai choisi d'utiliser le même actionneur pour les deux verrous. Ce choix fait, en toute connaissance de cause, pour des raisons de coût, d'approvisionnement et de simplicité au niveau fabrication.

Pour le verrou principal, j'ai rapidement écarté l'hypothèse d'une action de rotation au centre de la liaison pivot du crochet avec sa base. En effet, l'espace disponible étant de quelques millimètres, nous ne pouvions loger un actionneur de rotation avec système de débrayage pour l'utilisation manuelle de la porte. De plus cela aurait eu pour effet de modifier radicalement le système de verrou par rapport aux autres portes de l'avion. Partant de ce constat, j'ai opté pour une action linéaire, effectuée par un moteur linéaire miniature, entraînant une rotation du crochet (fig. 36). Cette solution est, certes plus encombrante, mais a pour avantage d'être située dans un espace moins restreint. Cela aurait aussi un impact positif non négligeable sur la fabrication et l'installation en la simplifiant comparativement à un actionneur rotatif. Afin d'implémenter ce concept, seule la modification de deux pièces du système de verrou fut nécessaire.

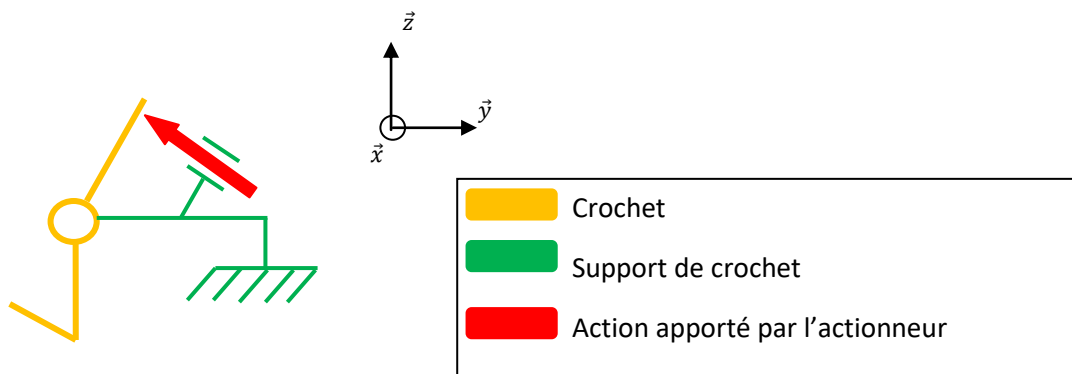


Figure 36 –Schéma d'actionnement du crochet principal

Pour le verrou secondaire, j'ai constaté que tout essai d'installation d'un actionneur rotatif n'aurait pas plus de succès que pour le verrou principal. De plus, ayant pour objectif de ne pas multiplier les références d'actionneur, je suis reparti sur le concept de mise en mouvement par une action linéaire (fig. 37). J'ai aussi remarqué qu'une modification des deux

pièces principales du dispositif serait nécessaire, mais que ces modifications pouvaient être appliquées sur toutes les autres portes de l'avion.

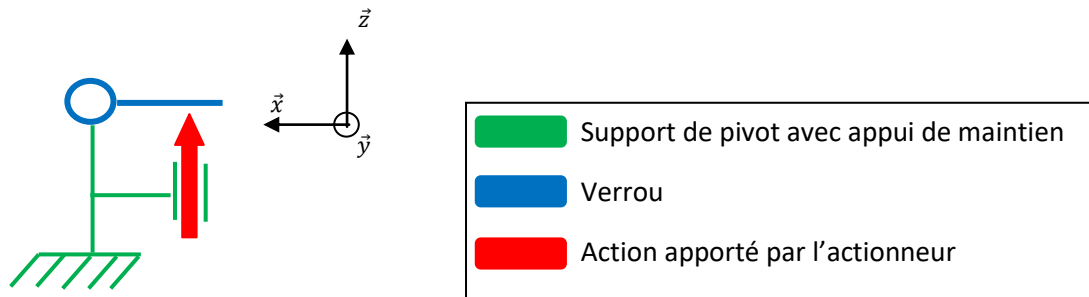


Figure 37 – Schéma d'actionnement du crochet principal

Pour finir, j'ai étudié la méthode de déplacement du support de vérin qui se devait d'être linéaire et maîtrisable afin de pas impacter l'environnement de la cloison. Dans un premier temps, j'ai envisagé d'effectuer ce mouvement grâce à un guide linéaire avec vis à billes (fig. 38). Ce mécanisme avait plusieurs défauts, dont deux principaux qui sont la longueur maximum de déplacement et l'épaisseur du système. Le premier défaut était l'épaisseur du système, celle-ci étant importante en rapport au volume disponible, cela aurait eu des effets indésirables comme l'augmentation de l'espace entre les panneaux de la cloison et par ricochet sur d'autres parties de la cabine. Le deuxième défaut de ce système était la course maximum disponible. Celle-ci étant légèrement inférieure à la course nécessaire au débrayage du vérin, nous n'aurions pu garantir la descente de la porte.

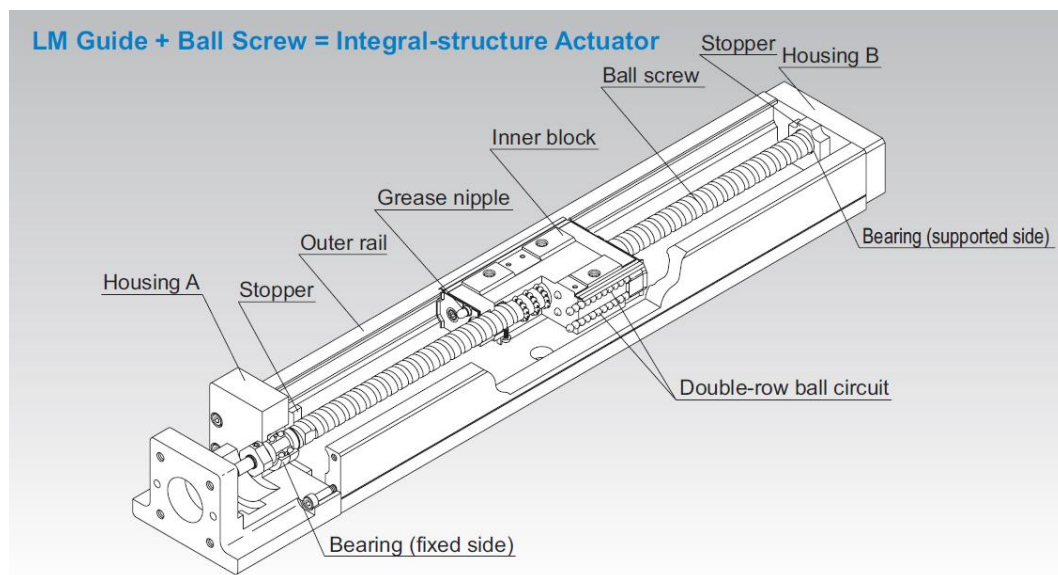


Figure 38 – Schéma d'actionneur linéaire avec vis à bille.

J'ai ensuite envisagé plusieurs concepts différents, mais ceux-ci avaient tous des problèmes critiques. Je suis donc revenu vers le premier concept, mais en ayant pour but de résoudre les deux principaux défauts qu'étaient l'épaisseur et la longueur du système. J'ai donc décidé de décomposer le mécanisme en deux parties distinctes. La première étant la liaison glissière qui serait effectuée par un guide linéaire à billes (fig.39) et ayant de nombreux avantages. Ce système permet d'avoir de grandes longueurs de course ajustable, d'être peu encombrant tout en conservant une forte résistance aux efforts transversaux.

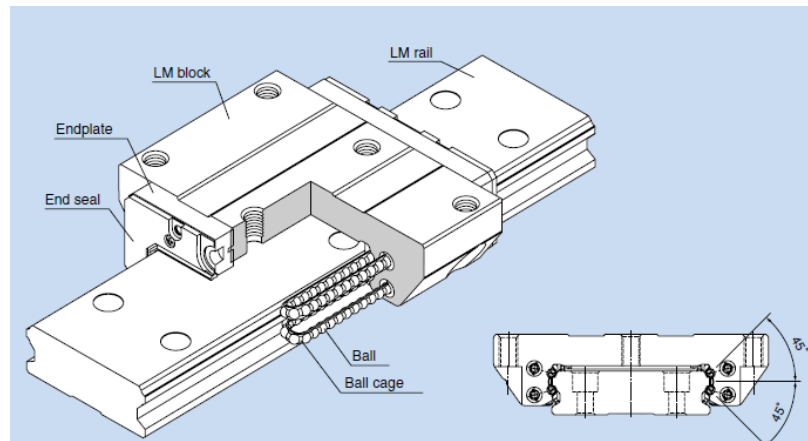


Figure 39 –Schéma d'un guide linéaire à bille.

La seconde partie du mécanisme serait assurée par un système d'entraînement à vis composé d'un réducteur avec vis à bille réversible couplé à un ensemble moteur-frein (fig. 40). Ce système a pour avantage de pouvoir reprendre d'importants efforts axiaux, nous permet aussi de pouvoir mieux gérer l'encombrement, la longueur de course ainsi que la vitesse de déplacement de la porte.



Figure 40 –Image d'un ensemble réducteur avec vis à billes – moteur - frein.

4.4. Pré-dimensionnement

Pour des raisons de volume de données, dans la suite du document, je développerais uniquement l'étude du mécanisme servant au déplacement du point d'ancrage du vérin.

4.4.1. Calcul des efforts

Le pré-dimensionnement, de ce système, a commencé par la détermination des efforts appliqués à chaque partie du mécanisme avant modification. Cela servant de base de travail pour le reste du projet, nous avons apporté une attention particulière aux données prises en compte, afin de ne pas compromettre le reste du développement. Ce choix nous a conduits à rester conservatif quant aux efforts appliqués sur le système. L'effort principal étant celui du vérin, nous avons décidé de déterminer la puissance de celui-ci lorsque la masse des parties mobiles de la porte est la plus élevée. La seule composante ayant un impact sur la masse est le type de finition ; des différents types de finitions applicables, le miroir est la plus contraignante. Avec cette finition, nous avons procédé à un calcul de masse, à partir du model 3D, en divisant la porte en plusieurs parties distinctes (fig. 41) et dont les résultats sont donnés dans tableau 3.

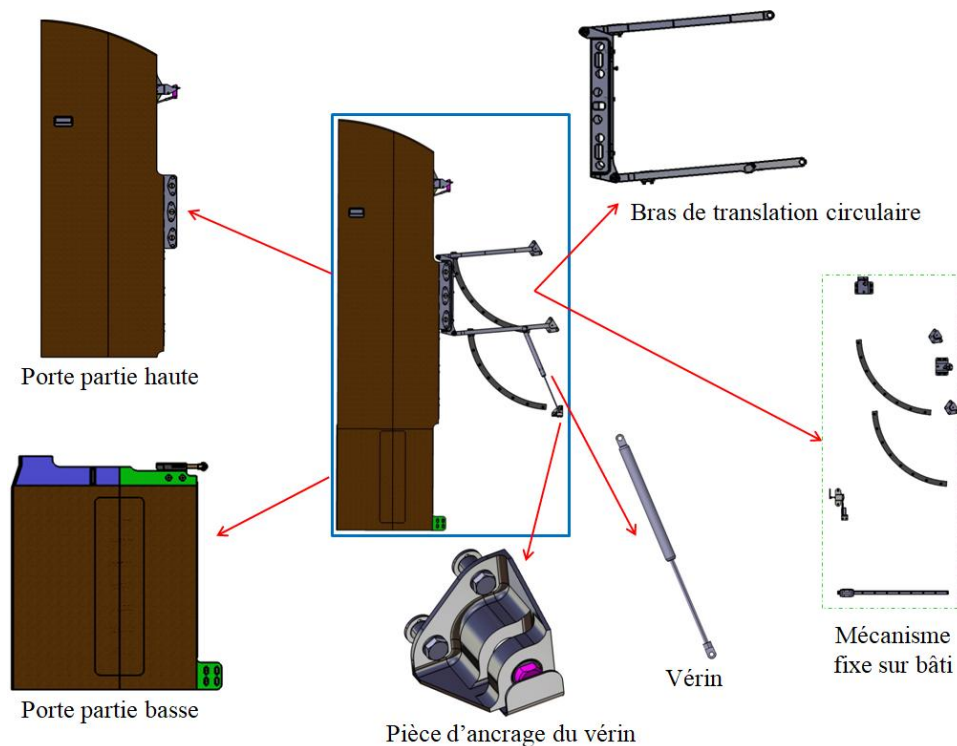


Figure 41 – Mécanisme de porte et ses divisions par parties.

Groupe	Masse (kg)
Porte partie haute	7,59
Porte partie basse	1,94
Bras de translation circulaire	2,07
Vérin	0,35
Pièce d'ancrage du vérin	0.09
Mécanisme fixe sur bâti	1,63

Tableau 3 – Tableau des masse des partie du mécanisme

Nous nous sommes, aussi, intéressés aux cadres règlementaires applicables à notre système. Dans le cadre de la réglementation aéronautique, la conception des mécanismes doit tenir compte des différents cas de charge qui lui sont applicables. Ces cas de charge sont décrits dans les documents de certification aéronautique CS/JAR/FAR §25.561 (*Emergency Landing*) et §25.341 (*Gust Load*) de l'avion Falcon 6X. Le mécanisme ayant pour but d'effectuer la transition de la porte entre deux positions et non de la maintenir dans une position particulière, nommée TTOL, ces contraintes ne sont pas prises en compte. Mais les règles de conception Dassault Aviation, nous imposent un coefficient de sécurité de 1,33 lors du calcul de charge. En effet, ce coefficient sert à gérer les aléas dus au niveau de définition et les dispersions après fabrication.

4.4.2. Efforts du vérin

Dans cette section, je ne développerai pas les calculs ayant servi à déterminer la puissance du vérin. Néanmoins, la méthode utilisée est basée sur un calcul empirique. Lors de ces calculs, nous avons dû tenir compte de plusieurs éléments. Les paramètres dimensionnels sont la position du point d'ancrage du vérin, la position du point d'attache du vérin sur le bras de translation inférieur, les différents angles que formaient le vérin avec le bras et la position du barycentre de la porte ainsi que la longueur de course nécessaire au vérin. Deux paramètres supplémentaires ont complexifié le calcul. Ces deux paramètres sont l'angle d'ouverture minimum requis et les efforts demandés à l'opérateur lors des cinématiques d'ouverture et fermeture de la porte. Après plusieurs itérations, et en accord avec la hiérarchisation des fonctions, nous avons privilégié une faible demande d'effort à l'opérateur au dépit de l'angle

d'ouverture. Ceci nous a donc conduits à choisir un vérin sans amortissement d'une puissance de 350 N fournis par la marque Bansbach.

Nous savons que la courbe d'effort d'un vérin peut être représentée par le diagramme de la figure 42, que l'effort de 350 N du vérin est effectif en position F1, que la progressivité du vérin est d'environ 33% et que sa friction est de 45 N.

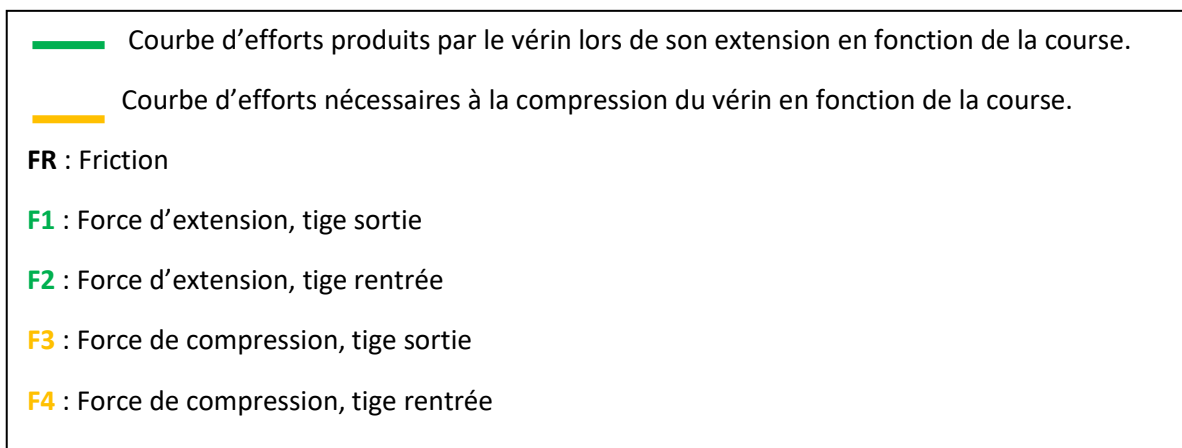
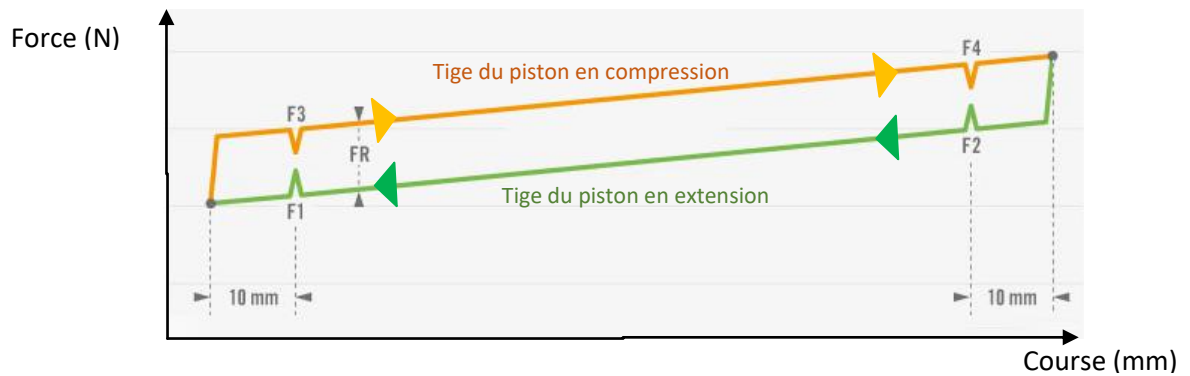


Figure 42 – Diagramme de force d'un vérin

Connaissant F1, nous pouvons donc déterminer les forces en F2, F3 et F4.

$$F_1 = 350\text{ N} ; F_2 = 465,5\text{ N} ; F_3 = 395\text{ N} \text{ et } F_4 = 510,5\text{ N}$$

En appliquant le coefficient de sécurité, de 1,33, à chaque force nous obtenons les valeurs suivantes.

$$F_1 = 465,5\text{ N} ; F_2 = 619,1\text{ N} ; F_3 = 525,4\text{ N} \text{ et } F_4 = 679\text{ N}$$

4.4.3. Efforts sur le système de glissière - moteur

Suite aux efforts calculés du vérin, j'ai décidé d'appliquer le principe fondamental de la statique (PFS) en isolant le support de vérin (fig. 43). En effet, dans le mécanisme de descente, celui-ci nous permet de relier le vérin, la glissière et le moteur. Donc en utilisant la méthode des solides rigides et considérant les paramètres de vérin comme une donnée d'entrée stable, nous pouvons déterminer quels seront les efforts nécessaires de la part de la glissière et du moteur.

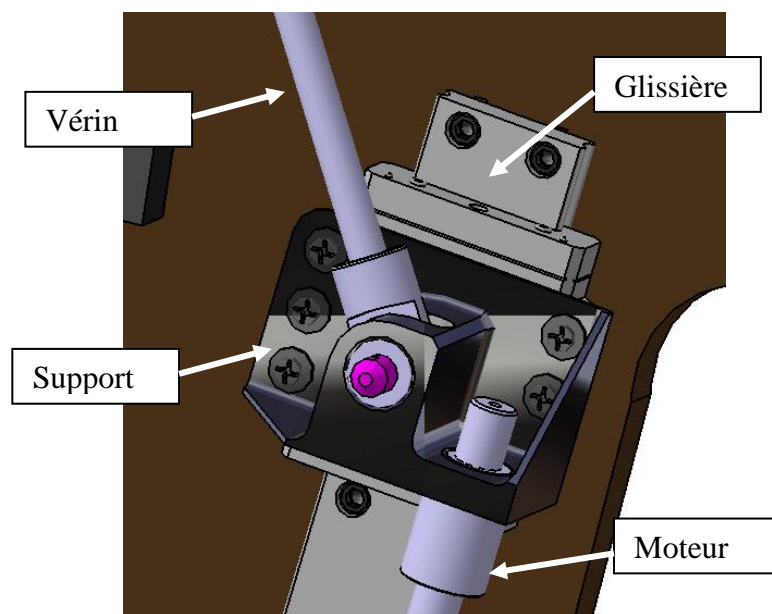


Figure 43 –image du point d'ancrage du vérin

Afin de dimensionner au mieux le système, j'ai décidé d'étudier les répartitions d'efforts applicables sur le système dans les trois positions jugées critiques. Celles-ci sont représentées par la figure 44, avec les différents cas énoncés ci-dessous de gauche à droite.

La première position correspond à la phase de début d'ouverture de la porte. Dans ce cas, la porte est en position fermée, non attachée par le verrou supérieur et le point d'ancrage est en position haute. Dans cette configuration, l'effort appliqué par le vérin correspond à la force F_3 car nous sommes en début de compression du vérin dû à la masse de la porte.

Le deuxième cas jugé critique est celui du début de réarmement du vérin. La porte est en position ouverte, attachée par le verrou inférieur et le point d'ancrage est en position basse. Cette configuration étant identique à la position de fin de descente du support de vérin, l'application de la force F_3 du vérin permettra de valider les deux positions par similitude.

La dernière position correspond à la fin de réarmement du vérin. Dans cette configuration, la porte est en position ouverte, attachée par le verrou inférieur et le point d'ancrage est en position haute. Cette configuration étant similaire à la position de fin d'ouverture de la porte lors d'un usage normal, l'application de la force F_4 du vérin permettra de valider les deux positions par similitude.

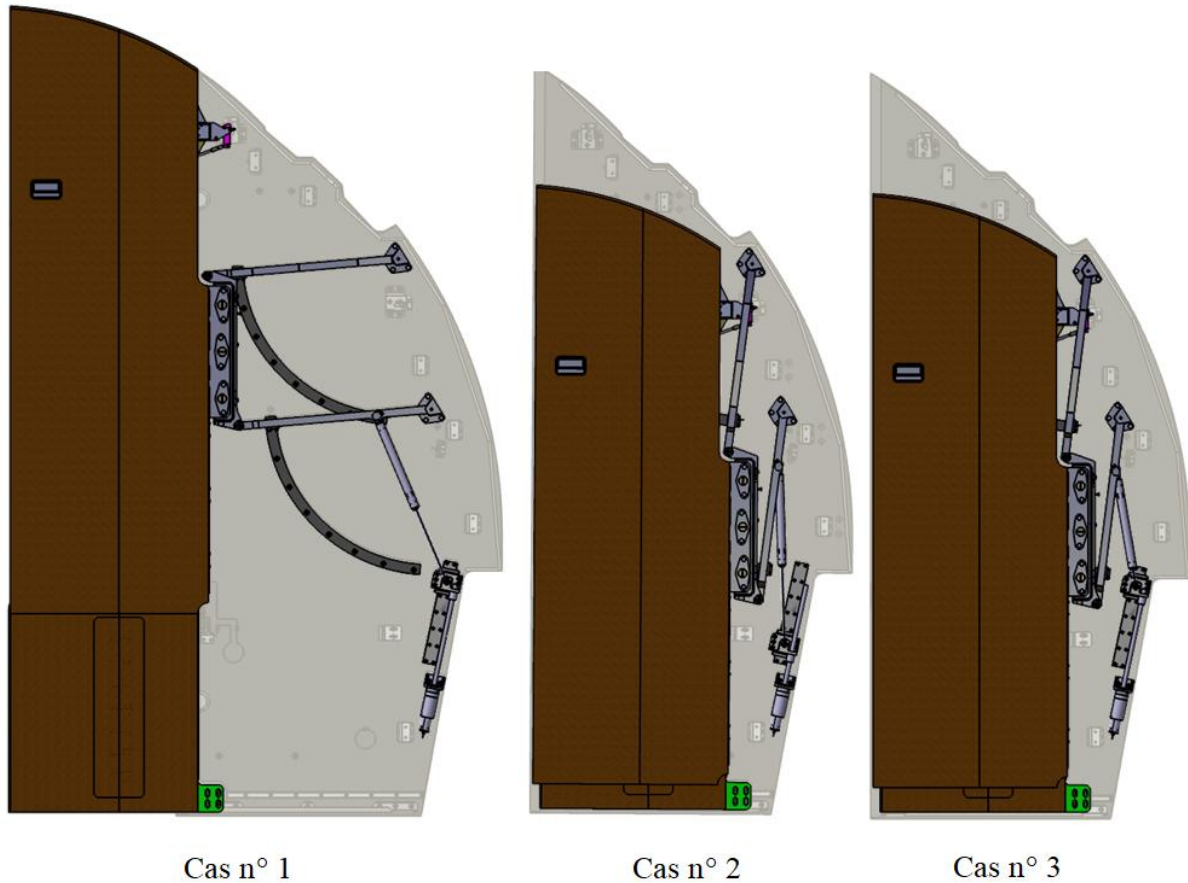


Figure 44 –image du point d'ancrage du vérin

J'ai décidé de représenter ces différents cas par un schéma synthétique (fig. 45) applicable à chaque cas, en faisant varier quelques paramètres. Ce dessin, m'a permis de définir des paramètres de position pour les différents actionneurs ; et d'établir qu'un repère local simplifierait les calculs. Sur cette schématisation, j'ai fait une représentation des efforts et ainsi décidé que ceux du vérin seraient repris exclusivement par les composants adaptés ; soit les efforts en \vec{y} par la glissière et en \vec{x} par le moteur.

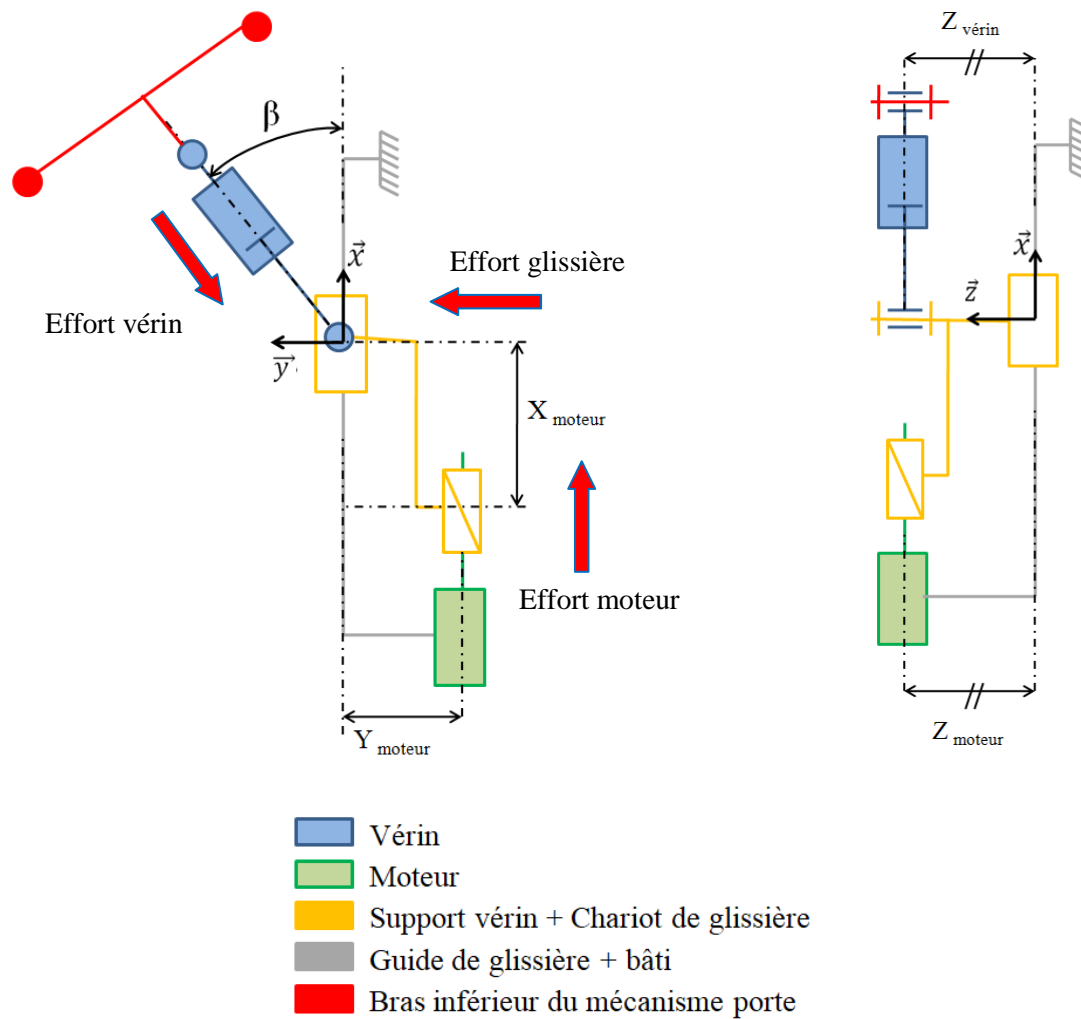


Figure 45 – Schéma du système de descente

Le repère choisi se situe à l'intersection de l'axe d'attache du vérin et du plan de fixation du support avec la glissière, trois paramètres ayant des impacts sur effort induit ont été repérés.

Le premier est la distance en \vec{z} du plan de fixation du vérin et du moteur sur le support. Afin d'avoir des moments maîtrisables appliqués à la glissière, j'ai souhaité que ce plan soit situé à une distance contrôlable du plan de glissière et que celui-ci soit identique pour les deux actionneurs.

La seconde distance impactante est celle en \vec{y} entre les centres d'attaches du moteur et du vérin. Celle-ci influence les moments en \vec{x} , j'ai donc souhaité pouvoir la maîtriser également.

Le dernier paramètre est l'angle β , situé entre l'axe d'extension du vérin et l'axe de la glissière. Cette variable est celle qui a le plus d'importance lors de la répartition d'effort sur le mécanisme.

Par la suite, l'application du PFS, m'a permis d'exprimer les conditions d'équilibre du support de vérin tel que :

$$\{\overrightarrow{F_{ext}}\} = \{\vec{0}\}$$

Où $\{\overrightarrow{F_{ext}}\}$ représente le torseur des efforts extérieurs aux points de réaction. Dans notre cas, j'ai décidé de prendre l'origine du repère local comme point de réaction. De manière générale, le PFS permet d'obtenir un système de 6 équations composé de 3 équations d'équilibre des efforts et de 3 équations d'équilibre des moments portés par les axes du trièdre.

$$\left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R_{ext}} \\ \overrightarrow{m_{ext}} \end{array} \right\} = \{\vec{0}\}$$

Considérant les efforts extérieurs suivants :

$\overrightarrow{F_{vérin}}$ représente les actions du vérin sur le support,

$\overrightarrow{F_{glissière}}$ représente les actions de la glissière sur le support

et $\overrightarrow{F_{moteur}}$ représente les actions du moteur sur le support

De manière générale, le PFS du support au point O, s'écrit par les équations suivantes.

Résultante :

$$/\vec{x} : \{F_{x_{vérin}} + F_{x_{glissière}} + F_{x_{moteur}} = 0\}_O$$

$$/\vec{y} : \{F_{y_{vérin}} + F_{y_{glissière}} + F_{y_{moteur}} = 0\}_O$$

$$/\vec{z} : \{F_{z_{vérin}} + F_{z_{glissière}} + F_{z_{moteur}} = 0\}_O$$

Moment :

$$/\vec{x} : \{Mx_{vérin} + Mx_{glissière} + Mx_{moteur} = 0\}_O$$

$$/\vec{y} : \{My_{vérin} + My_{glissière} + My_{moteur} = 0\}_O$$

$$/\vec{z} : \{Mz_{vérin} + Mz_{glissière} + Mz_{moteur} = 0\}_O$$

Sachant que le vérin travaille exclusivement dans le plan \overline{xy} et ayant pris comme décision de faire travailler la glissière et le moteur exclusivement dans leurs axes privilégiés, nous avons :

$$Fz_{vérin} = 0,$$

$$Fy_{moteur} = Fz_{moteur} = 0$$

et $Fx_{glissière} = 0$

Nous pouvons développer les équations d'équilibre de la résultante sous la forme :

$$/\vec{x} : \{Fx_{vérin} + Fx_{moteur} = 0\}_O$$

$$/\vec{y} : \{Fy_{vérin} + Fy_{glissière} = 0\}_O$$

$$/\vec{z} : \{Fz_{vérin} + Fz_{glissière} + Fz_{moteur} = 0\}_O$$

Nous en déduisons que :

$$Fx_{vérin} = -Fx_{moteur},$$

$$Fy_{vérin} = -Fy_{glissière}$$

et $Fz_{glissière} = 0$

Des équations précédentes, nous avons pu réécrire les équations d'équilibre des moments sous la forme :

$$/\vec{x} : \{Mx_{vérin} + Mx_{glissière} = 0\}_O$$

$$/\vec{y} : \{My_{vérin} + My_{glissière} + My_{moteur} = 0\}_O$$

$$/\vec{z} : \{Mz_{glissière} + Mz_{moteur} = 0\}_O$$

Cherchant les moments qui seraient repris par la glissière, car le mécanisme de moteur n'est pas adapté à cet effet, nous en déduisons :

$$M_O x_{glissière} = -M_O x_{vérin} ,$$

$$M_O y_{glissière} = -(M_O y_{vérin} + M_O y_{moteur})$$

et $M_O z_{glissière} = -M_O z_{moteur}$

Sachant que la distance, en \vec{z} , d'attache du vérin et du moteur sont identiques ; et que les efforts en \vec{x} de ces deux composants sont directement opposés et de même norme :

$$M_O y_{vérin} = -M_O y_{moteur}$$

d'où $M_O y_{glissière} = 0$

Après calculs dans les trois différents cas, présentés précédemment, nous obtenons les valeurs suivantes.

Dans le cas 1, ($\beta = 35^\circ$) :

Pour le moteur : $Fx_{moteur} = 430 \text{ N} ,$

Pour la glissière : $Fy_{glissière} = 301 \text{ N}$

$$M_O x_{glissière} = -5605 \text{ N.mm}$$

et $M_O z_{glissière} = -9295 \text{ N.mm}$

Dans le cas 2, ($\beta = 14^\circ$) :

Pour le moteur : $F_{x_{moteur}} = 510 \text{ N}$,

Pour la glissière : $F_{y_{glissière}} = 127 \text{ N}$

$$M_{Ox_{glissière}} = 2364 \text{ N.mm}$$

et $M_{Oz_{glissière}} = 11010 \text{ N.mm}$

Dans le cas 3, ($\beta = 21.6^\circ$) :

Pour le moteur : $F_{x_{moteur}} = 631 \text{ N}$,

Pour la glissière : $F_{y_{glissière}} = 250 \text{ N}$

$$M_{Ox_{glissière}} = -4649 \text{ N.mm}$$

et $M_{Oz_{glissière}} = -13636 \text{ N.mm}$

4.5. Étude des actionneurs

Pour le choix des actionneurs, nous avons décidé de choisir des fournisseurs déjà référencés par Dassault Aviation afin d'être maître du calendrier et d'avoir un impact mineur sur les prix récurrents de fabrication de cette cloison.

Nous avons commencé par la recherche du système de glissière essentiel à notre mécanisme. Le choix de la société THK c'est très rapidement imposé ; car étant un partenaire privilégié et un des *leaders* mondiaux du guidage linéaire, la qualité et la diversité de leurs produits constituent un réel avantage. Lors de notre recherche, de nombreux critères de dimensions ont été pris en compte. Un des plus importants est le diamètre des fixations servant à maintenir le support. En effet, suite aux règles de conception et fabrication, pour la complétion, les visseries de diamètre 4mm sont à privilégier. Cette règle et l'espace restreint dans la cloison nous a guidé vers une glissière de modèle SHW 17CAM (voir annexe). Après vérification, j'ai constaté que cette glissière supportait jusqu'à quatre fois les efforts maximaux lui étant transmis.

J'ai poursuivi par l'étude de l'ensemble réducteur - moteur. Pour cet actionneur, le choix de l'équipementier MAXON s'est imposé de lui-même. Cette société étant déjà connue de Dassault Aviation et très utilisée en complétion, cela facilite l'accès au matériel. Dans l'offre catalogue, cette société propose différents réducteurs avec vis à bille. Le choix du réducteur a été fait sur trois critères complémentaires.

Le premier est la force d'avance permanente que celui-ci peut développer. J'ai privilégié ce critère d'avance, au dépit de l'avance maximum ponctuelle, afin d'avoir une durée de vie optimum de l'équipement.

Le second critère mis en avant est une vitesse d'avance maximale. La valorisation de ce critère a été faite afin de diminuer le temps de cycle du mécanisme de descente et ainsi réduire les aléas dus à une utilisation abusive du système.

Le dernier paramètre a été la longueur de broche nécessaire au déplacement du support de vérin. Après une étude graphique, il s'avère qu'une longueur de broche de 250 mm est la plus adaptée à notre besoin. Cette dimension étant supérieure à la longueur standard, cela peut avoir un impact sur les performances du réducteur. Les graphiques fournis par le constructeur (fig. 46), nous ont permis de déterminer les impacts sur le système.

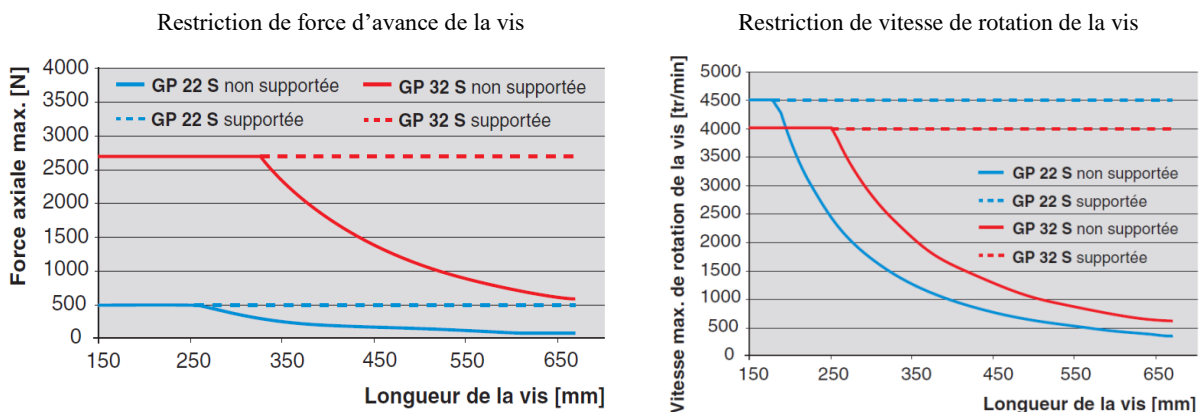


Figure 46 – Limitations applicables aux vis à bille en fonction de la longueur.

Ces différents critères nous ont poussé à choisir un réducteur de référence GP32S (voir annexe), avec les caractéristiques suivantes :

force d'avance permanente maximum	$F_{x_{réducteur}} Max = 736 N,$
vitesse d'avance permanente maximum	$V_{réducteur} Max = 19 mm/s,$
rapport de réduction	$i_{réducteur} = 676/49 \approx 14/1,$
et un rendement	$\eta_{réducteur} = 94 \%$

Suite au choix du réducteur, j'ai sélectionné le moteur adapté à celui-ci. Dans ce cadre, des critères supplémentaires ont permis de faire un premier tri dans les références disponibles. En effet, pour une raison de praticité, je souhaitais un moteur ayant un faible besoin énergétique et qui ne nécessitait pas l'ajout d'un transformateur pour être connecté au réseau de l'avion.

De plus, nous devons pouvoir le coupler à un frein et un encodeur. En effet, dans le cadre de conception du mécanisme, l'utilisation d'un frein statique a été privilégiée afin d'assurer la position du support de vérin. L'ajout de l'encodeur est nécessaire afin de connaître, à tout moment, la position du moteur et ainsi en déduire la position du support.

Suite à ce tri, j'ai pu faire une première estimation du couple demandé au moteur. Pour ce faire, j'ai commencé par calculer le couple nécessaire en sortie de réducteur. Cela se calcule comme suit :

$$M_{réducteur} = \frac{F_{x \text{ moteur } Max} \times Pas}{2 \times \pi \times \eta_{réducteur}} = 214 \text{ mN.m}$$

où $F_{x \text{ moteur } Max}$ est égale à la force d'avance maximum demandée par le système et Pas correspond au pas de la vis à bille.

Afin d'obtenir le couple moteur nécessaire, il faut ensuite tenir compte du rapport de réduction $i_{réducteur}$ et du rendement moteur η_{moteur} . Dans ce calcul, j'ai opté pour le rendement correspondant au moteur avec la plus grande vitesse nominale, cela correspond à celui dont le rendement est le plus bas.

Ainsi nous obtenons :

$$M_{moteur} = \frac{M_{réducteur}}{\eta_{moteur} \times i_{réducteur}} = 19.7 \text{ mN.m}$$

Après calcul, nous avons constaté que le choix de ce moteur était parfaitement adapté à notre besoin. En effet, le couple nominal développé par ce moteur est supérieur à celui requis dans le cas ayant la plus forte charge.

Ce choix nous permis de sélectionner actionneurs moteur, frein et encodeur dans des produits catégorisés standard ou sur étagère par le fournisseur (voir annexe).

La dernière étape consiste à calculer le temps de déplacement du point d'ancrage. Ce calcul nous permet de faire une estimation du temps nécessaire à l'ouverture de la porte. Dans notre cas, la vitesse d'avance du réducteur s'avère être le critère limitant du système.

Dans notre cas :

$$Temps = \frac{Course}{V_{réducteur} Max} = 9,2 \text{ s}$$

Pour rappel, un cycle complet normal commence lorsque le personnel navigant appuie sur le bouton et se termine lorsque le point d'ancrage du vérin est en position haute avec la porte ouverte, nous en déduisons que le temps d'un tel cycle est inférieur à 30 secondes.

En revanche, la perception de cette durée, déjà relativement faible, est encore réduite pour le personnel navigant. En effet, le voyant cockpit s'activant lorsque la porte est en position ouverte et verrouillée, le temps perçu est inférieur à 20 secondes. Cela a permis de conforter les principes de ce système.

5. Définition détaillée des supports

Lors de cette phase, j'ai conçu les supports, de vérin et de moteur, à l'aide des règles de conception typique à la complétion. Suite à cette définition, conformément aux règles de calcul Dassault Aviation, j'ai effectué divers calculs permettant de valider quelques principes de base à ces pièces.

5.1. Modélisation du support de vérin

Lors de la conception du support de vérin, de nombreux paramètres sont figés par le choix des différents actionneurs et leurs méthodes de liaisons.

Afin d'être répétable et de rester cohérent des autres mécanismes de porte, de cet avion, le principe de fixation du vérin sur le support se doit d'être identique. Cette liaison est faite à l'aide de roulement à rouleau et d'un axe. L'utilisation des roulements, afin d'éviter tout matage entre l'axe et le support de vérin, est la partie la plus importante de cette liaison. Ils contraignent certaines dimensions du support afin de pouvoir les mettre en place et les loger. L'axe est, pour sa part, facilement modifiable sans réel modification du principe de liaison, mais à lui aussi un impact sur les dimensions du support. En effet, lors de l'installation, cet axe est « prisonnier » de l'assemblage glissière – support, cela garantit le maintien du vérin en position. (fig.47).

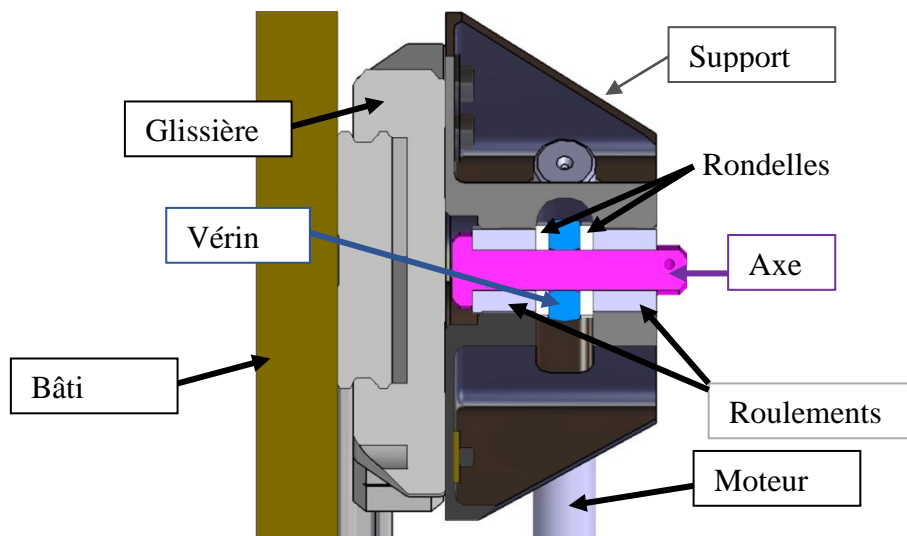


Figure 47 – Liaison entre le vérin et le support.

Le second paramètre, choisi lors des calculs de pré-dimensionnement, est la position de l'interface entre l'ensemble réducteur - moteur et le support. La broche du réducteur est, sauf demande spécifique, livrée avec un écrou fileté étagé. Afin d'avoir des actionneurs le plus standardisé possible, il a semblé naturel de conserver ce type de liaison.

La dernière partie figée est la position des fixations sur la glissière. De manière standard, celle-ci est montée avec un chariot à six fixations de diamètre prédéfini. L'utilisation de ce système, et la somme de contraintes définies précédemment, ont conduit à une définition préliminaire (fig. 48).

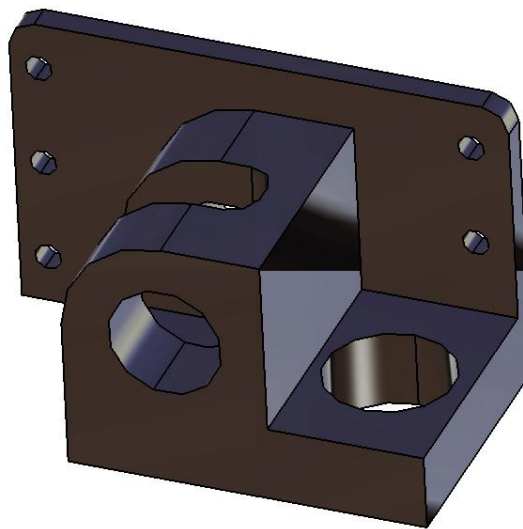


Figure 48 –Première modélisation du support de vérin.

5.2. Validation du support de vérin

Les règles Dassault Aviation nous imposent de commencer la validation, des pièces unitaires, par la vérification de la méthode de fixation. Dans notre cas, cela consiste à valider les efforts traversant chaque vis et les effets de matage et d'arrachement.

5.2.1. Calcul des efforts appliqués aux vis

Suite aux contraintes de conception, le support de vérin est fixé à l'aide de cinq vis n'ayant pas une distance identique vis-à-vis du centre d'application des efforts, dans le plan \overline{xy} . Afin de répondre au mieux à ce cas, j'ai utilisé la formulation de E.F. Bruhn sur les pièces

visées ayant une charge excentrique. Cette formulation met en avant que chaque vis reprend les efforts de manière proportionnelle à la distance du barycentre de l'ensemble des fixations.

La première étape est le calcul du barycentre des fixations. La formulation générale du calcul d'un barycentre s'exprime sous la forme :

$$\overrightarrow{OG} = \frac{1}{m} \sum_i^n m_i \overrightarrow{OM}_i$$

où m représente la masse.

Dans notre cas, comme toutes les vis sont considérées identiques, et avec des positions connues, nous obtenons :

$$\overrightarrow{OG} = \frac{1}{n} \sum_i^n \overrightarrow{OM}_i$$

$$\overrightarrow{OG} = 2,6 \vec{x} + 5,3 \vec{y}$$

L'effort appliqué aux vis correspond aux efforts de réaction des appliqués, au support de vérin, par le moteur et vérin. Afin de les connaître, une écriture du PFS au point G est nécessaire. Après calcul, dans les trois configurations critiques, nous observons que les composantes non nulles sont :

$$F_{y_{glissière}} ; M_{g_{x_{glissière}}} \text{ et } M_{g_{z_{glissière}}}$$

Le théorème de Bruhn nous indique que la force $F_{y_{glissière}}$ est divisée de manière égale entre chaque vis. La composante d'effort répartie de manière proportionnelle à sa distance du barycentre est le moment.

Suivant cette formulation, une vis A, située à une distance r_A du barycentre, développe un moment de résistance

$$M_A = F_A r_A$$

où F_A correspond à la charge sur la vis A.

De la même façon, pour que l'effort soit proportionnel entre les vis, une vis B aura un moment de résistance de :

$$M_b = \left(F_A \frac{R_B}{R_A} \right) R_B = F_A \frac{R_B^2}{R_A}$$

Le moment de résistance de l'ensemble des vis, peut alors s'écrire sous la forme :

$$M = \frac{\sum_i F_A r_i^2}{r_A}$$

L'effort F_A peut être exprimé tel que :

$$F_A = \frac{M r_A}{\sum_i r_i^2}$$

Ainsi la force appliquée à chaque vis peut être déterminée par :

$$F_B = \frac{M r_B}{\sum_i r_i^2}$$

En appliquant les formules de sommation suivantes, nous pouvons définir les efforts à chaque vis.

$$F_x \text{ vis } A = F_x + F_A \frac{Y_{AG}}{r_A}$$

et

$$F_y \text{ vis } A = F_y + F_A \frac{X_{AG}}{r_A}$$

Où F_x et F_y sont les efforts répartis de manière égale applicable à la vis A .

Après ces calculs, nous pouvons déterminer l'effort équivalent dans chaque vis. Dans notre cas, cet effort correspond à un effort de cisaillement de la vis.

$$F_{\text{cisaillement vis } A} = \sqrt{(F_x \text{ vis } A)^2 + (F_y \text{ vis } A)^2}$$

Ce développement, dans le plan \overline{xy} , nous permet de déterminer l'effort de cisaillement pour chaque vis (fig. 49). Partant du même théorème, dans le plan \overline{yz} , nous avons ainsi pu déterminer les efforts de traction appliqués à chaque vis (fig.50).

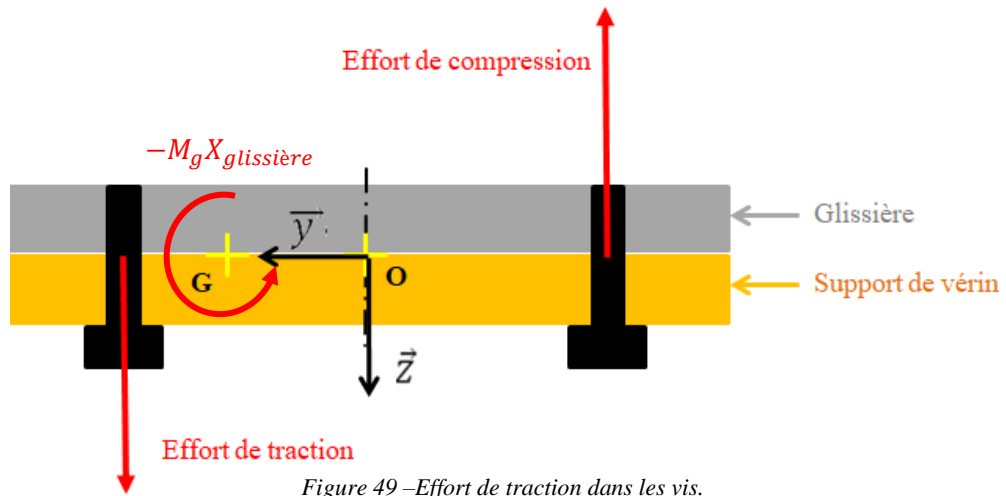


Figure 49 – Effort de traction dans les vis.

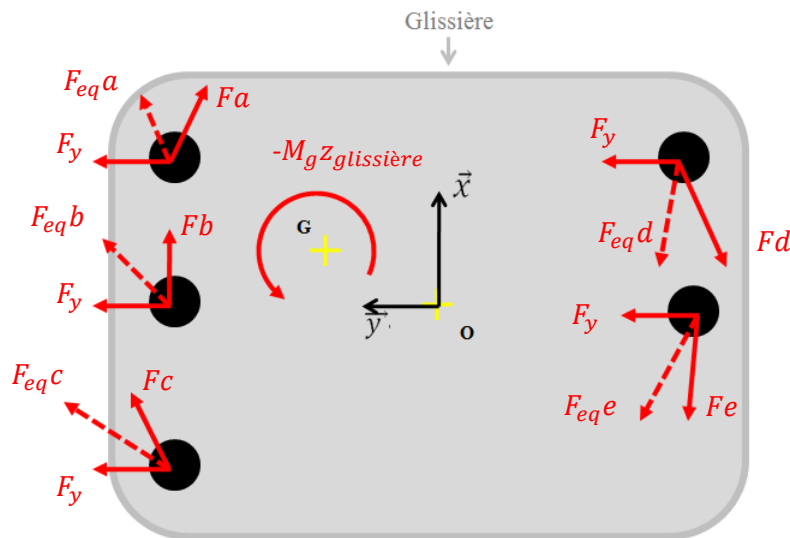


Figure 50 – Effort de cisaillement dans les vis.

Après calcul des cas critiques, les efforts maximaux sont :

Cas 1 : $F_{traction} = 35,2 \text{ N}$ et $F_{cisaillement} = 115,4 \text{ N}$

Cas 2 : $F_{traction} = 14,9 \text{ N}$ et $F_{cisaillement} = 99,5 \text{ N}$

Cas 3 : $F_{traction} = 29,2 \text{ N}$ et $F_{cisaillement} = 133,7 \text{ N}$

Suite à ces calculs, j'ai obtenu la marge de sécurité pour la vis la plus chargée. Pour le calcul de cette marge, le but est de définir le coefficient k dans la formule ci-dessous :

$$\left(\frac{kT}{T_{ad}}\right)^2 + \left(\frac{kS}{S_{ad}}\right)^3 = 1$$

Avec T_{ad} et S_{ad} : respectivement traction et cisaillement admissible (voir annexe).

T et S : respectivement traction et cisaillement appliqué

Suite à la détermination du coefficient, nous pouvons en déduire la marge de sécurité telle que :

$$\text{Marge Sécurité} = k - 1 > 0 \%$$

Dans notre cas, la marge de sécurité est de 360%, soit chaque vis supporte jusqu'à 3,6 fois les efforts les plus importants.

5.2.2. Calcul de la semelle

Après avoir calculé les efforts de chaque vis et validé leur tenue structure, nous sommes tenus de calculer les effets de matage et d'arrachement.

Les règles Dassault Aviation nous imposent de calculer le matage (fig. 51) à l'aide de la formule suivante :

$$\frac{|F_{\text{cisaillement}}|}{(\varnothing_{\text{vis}} \times \text{épaisseur})} \leq \sigma_{\text{bearing}}$$

Connaissant les diamètres de vis (4,42 mm), l'épaisseur de semelle (1,27 mm), l'effort de cisaillement maximum (133,7 N) et σ_{bearing} (496MPa dans le cas élastique d'une pièce en aluminium 2024) ; nous pouvons affirmer que l'épaisseur choisie est correctement dimensionnée pour les efforts de matage des vis

L'effet *pull-through* (fig. 52), littéralement passage à travers ou encore l'arrachement, est un effet à prendre en compte lors de la conception d'une pièce. Afin de calculer la résistance de la pièce à cela, la formule applicable est :

$$F_{traction} \leq \frac{2\pi\alpha}{360} \times \frac{\Phi_{moyen\ rondelle}}{2} \times \text{épaisseur} \times \sigma_{tensile}$$

Où α correspond à un coefficient d'appui de la rondelle, dépendant de l'épaisseur de pièce. Dans ce cas, tous les paramètres étant connus, ($\Phi_{moyen\ rondelle} = 6.9\text{ mm}$ et $\sigma_{tensile} = 255\text{ Mpa}$), nous pouvons affirmer qu'il n'y aura pas d'effet d'arrachement aux positions de fixation.



Figure 51 –Matage de fixation.

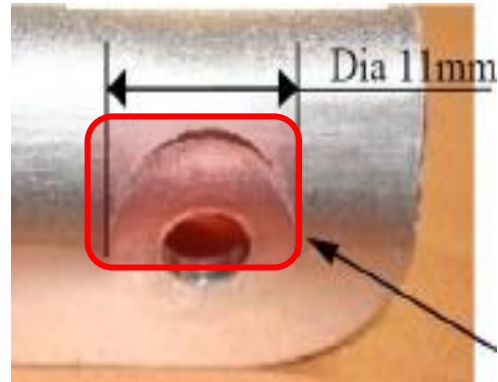


Figure 52 –Arrachement de fixation.

5.3. Validation du support de moteur

La même procédure de validation, des fixations, est appliquée au support de moteur. Les fixations du moteur sur le support sont définies par le choix de l'équipement. En effet, l'équipement est fixé par six vis réparties de manière cylindrique autour de l'axe de la broche. Ces fixations étant définies en position et en diamètre, j'ai seulement validé l'interface entre le support sur le bâti.

5.3.1. Calcul de la tenue des vis et de la semelle

Lors de la première définition de ce support, j'ai choisi d'utiliser une équerre de profil standard, déjà utilisée sur les programmes Falcon. De plus, suite aux différentes contraintes géométriques, j'ai choisi de fixer cette pièce au bâti à l'aide de deux fixations seulement.

Dans le cas de ce support, il est recommandé de tenir compte du *Prying Effect*, qui peut se traduire comme un effet pied de biche. En effet, afin que le support soit en équilibre, il faut en tenir compte car cela entraîne une surcharge des fixations. De manière graphique, cela peut être représenté comme sur la figure 53. Sur cette représentation,

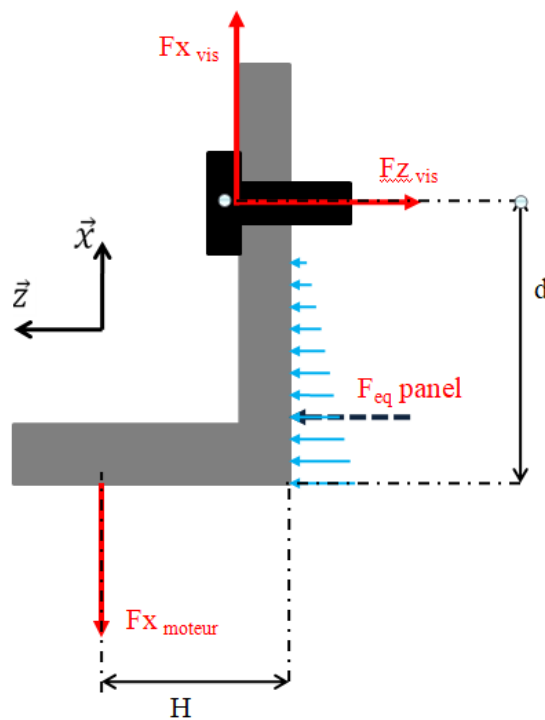


Figure 53 – Représentation Prying Effect.

Dans cette configuration, nous savons que la somme des efforts de cisaillement dans les vis sera égale à l'effort du moteur sur le support. De plus, les vis sont réparties symétriquement par rapport à l'axe du moteur, nous pouvons donc en déduire :

$$F_{x_{moteur}} = -(F_{x_{vis1}} + F_{x_{vis2}}) = -2 F_{x_{vis1}}$$

$$F_{x_{vis1}} = -\frac{1}{2} F_{x_{moteur}}$$

Dans le cas le plus contraint, nous obtenons une valeur de cisaillement de :

$$F_{x_{vis1}} = 315,7 \text{ N}$$

Pour l'effort de traction appliqué aux fixations, la hauteur d est très importante. C'est sur cette hauteur que s'applique l'effort de contact du bâti sur le support. Par convention, la valeur de $\frac{1}{3}d$ est prise pour représenter l'effort de manière ponctuelle. De plus, les vis étant positionnées à la même hauteur de la surface d'application de l'effort du moteur, nous pouvons écrire le calcul de l'effort de traction tel que :

$$2 F_{z_{vis1}} = \frac{3 H \times F_{x_{moteur}}}{2 d}$$

La valeur de traction maximale est atteinte pour :

$$F_{z_{vis1}} = 1327 \text{ N.}$$

Le calcul des marges nous donne une marge de sécurité d'environ 500 % ; donc chaque vis peut supporter jusqu'à cinq fois les efforts les plus importants.

Comme précédemment, j'ai appliqué les formules permettant de valider les effets de matage et d'arrachement au niveau des fixations. Suivant ces formules, nous avons validé qu'aucune dégradation de la pièce n'aurait lieu.

5.3.2. Calcul de la tenue sur le bâti

En aménagement intérieur, la plus grande partie des structures est composée de panneaux composites NIDA. Le système de fixation utilisé avec ce type de matériaux est un assemblage par vis – inserts (fig. 54). Afin de positionner correctement ces fixations, des règles d'espacement sont à respecter. Les deux paramètres importants sont l'entraxe entre inserts et la distance entre l'axe de l'insert et le bord de panneaux. Suivant les règles Dassault Aviation, cette partie du système de fixation doit être validée avant de poursuivre l'étude.

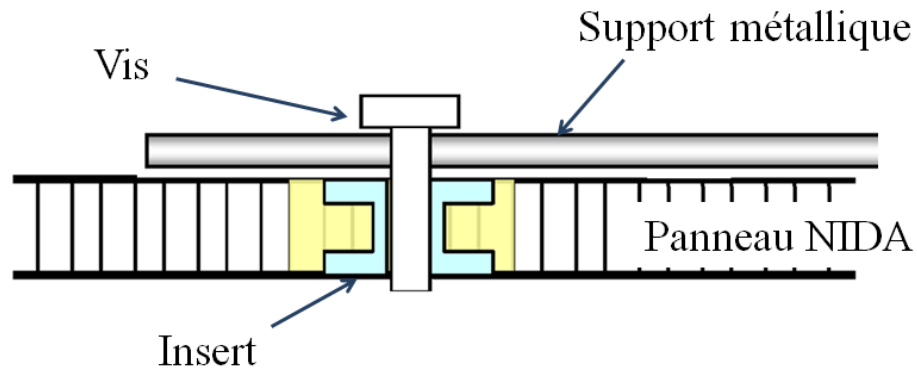


Figure 54 –Assemblage vis - insert.

Dans notre cas, plusieurs paramètres sont déjà fixés. La matière du panneau structural est déjà fixée pour des contraintes de flambage après application de la finition. Ce panneau est défini en NIDA avec peau fibre de carbone 4 plies. Le deuxième paramètre fixé est le type d'insert ; la face externe de la cloison étant finie, cela impose l'utilisation d'inserts non traversant. Le dernier paramètre fixé est la position des fixations vis-à-vis de l'axe moteur. En effet, comme énoncé précédemment, j'ai décidé de positionner les inserts de manière symétrique par rapport à cet axe afin d'avoir une répartition homogène.

Suite à toutes ces contraintes, j'ai positionné les inserts avec un entraxe minimum acceptable. Après constat, cela correspond aussi à la distance minimum acceptable vis-à-vis du bord de panneau.

Ayant connaissance de toutes les caractéristiques géométriques et technologiques utilisées, j'ai pu calculer les marges de sécurité de l'insert le plus contraint. Cette marge, se calcule à l'aide du critère suivant :

$$C = \sqrt{\left(\frac{T}{\alpha T_{ad}}\right)^2 + \left(\frac{S}{\beta S_{ad}}\right)^2} \leq 1$$

Le calcul de ce critère fait intervenir les efforts de traction et de cisaillement, respectivement T et S , calculé précédemment pour les vis ; ainsi que les valeurs d'admissible des inserts dans le panneau, T_{ad} et S_{ad} (voir annexe).

Les paramètres α et β sont des coefficients d'abattement permettant d'ajuster les valeurs d'admissible en fonction de l'entraxe des inserts et de leurs distance vis-à-vis du bord de panneau.

La marge de sécurité est donnée par la formule suivante :

$$\text{Marge Sécurité} = \frac{1}{C} - 1 > 0 \%$$

Dans le cas du support de vérin, l'insert le plus contraint est positionné aux distances minimum du bord de panneau et du deuxième insert de maintien (fig. 55). Ce cas impose un coefficient d'abattement important sur les admissibles en traction (voir annexe).

$$\alpha = 0,93 \times 0,72 = 0,67$$

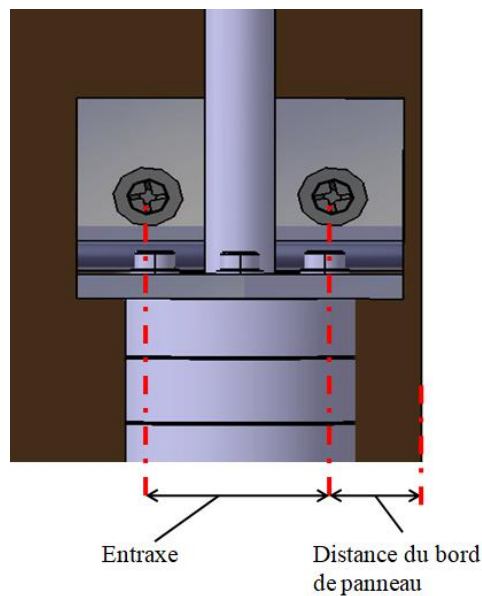


Figure 55 –Support de moteur sur bâti.

Suite aux calculs, l'insert le plus contraint a une marge de seulement 6,8%. J'ai considéré que cette marge n'était pas suffisante, au regard de l'utilisation des coefficients d'abattement cumulés. En effet, ces coefficients étant déterminés par essai et par extrapolation, le cumul des taux d'abattement peut entraîner une imprécision importante.

Afin d'augmenter cette marge, j'ai décidé de déplacer les fixations du support de moteur en conservant des paramètres figés. Ces paramètres invariables sont la position du moteur et la symétrie des fixations suivant son axe. L'entraxe des inserts et la position de celui le plus proche de bord de panneau étant au minimum, le seul paramètre encore variable est la distance en \vec{x} entre la face d'appui du moteur et les axes d'insert.

Après avoir choisi une marge de sécurité de 33%, j'ai inversé les calculs précédents afin de déterminer quel effort maximum permettrait d'atteindre cette valeur.

$$C = \frac{1}{\text{Marge Sécurité} + 1}$$

En considérant que l'effort de cisaillement reste identique au niveau fixation, nous pouvons en déduire que :

$$\frac{T}{\alpha T a d} = \sqrt{C^2 - \left(\frac{S}{\beta S a d}\right)^2}$$

Sachant que quelle que soit la distance en \vec{x} des fixations, la distance avec le bord du panneau et l'entraxe reste identique, le coefficient α est invariable.

$$T = \alpha T a d \times \sqrt{C^2 - \left(\frac{S}{\beta S a d}\right)^2}$$

Nous obtenons un effort de traction par inserts de 1072 N.

En inversant les formules utilisées pour la prise en compte du *Prying Effect*, nous obtenons :

$$\frac{2}{3} d = \frac{H \times F_{x_{moteur}}}{2 F_{z_{vis1}}}$$

Soit, avec $F_{z_{vis1}} = T$ dans le cas présent :

$$d = \frac{3 H \times F_{x_{moteur}}}{4 T} = 15,72 \text{ mm}$$

Donc en positionnant les fixations à cette nouvelle distance, de la face d'appui du moteur, nous obtiendrons une marge de sécurité plus importante à moindre impact. De plus, l'effort de traction en est réduit, ce qui augmente les marges de sécurité pour chaque vis. Ce qui permet de valider le principe d'attache du support de moteur sur le bâti.

5.3.3. Calcul de la flèche

Lors de la première modélisation du support de moteur, j'ai choisi de modéliser celui-ci sous une forme d'équerre simple. Afin de valider ce choix, j'ai dû m'assurer de la tenue aux efforts de flexion qui lui sont appliqués en utilisation normale. Pour ce faire, j'ai assimilé ce support à une poutre encastrée à une extrémité (fig.56)

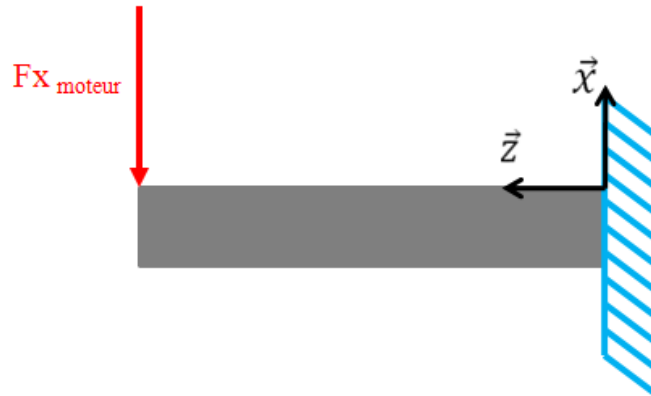


Figure 56 – Support de moteur représenté sous forme de poutre.

Dans un premier temps, j'ai décidé de calculer la valeur de contrainte normale maximale à la flexion. Sachant que cette contrainte se développe pour la fibre la plus éloignée de la fibre neutre, j'ai utilisé la formulation :

$$|\sigma_{zz}|_{max} = \frac{|Mf_{Gy}|_{max}}{\frac{I_{Gy}}{v}}$$

Où le moment de flexion se calcule sous la forme :

$$|Mf_{Gy}|_{max} = -Fx_{moteur\ max} \times L$$

Le module de flexion de la section droite est représenté par :

$$\frac{I_{Gy}}{v}$$

La poutre est rectangulaire ; donc nous exprimons le moment quadratique I_{Gx} tel que :

$$I_{Gy} = \frac{\text{profondeur} \times \text{épaisseur}^3}{12}$$

Et v représente l'ordonnée la plus éloignée de la fibre neutre.

$$v = \frac{\text{épaisseur}}{2}$$

Connaissant tous les paramètres géométriques et que le cas contraignant est lors de la fin du réarmement du vérin, nous pouvons en déduire que :

$$I_{Gy} = 406,46$$

$$Mf_{Gy} = 22473,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$|\sigma_{zz}|_{max} = 132 \text{ Mpa}$$

Le profilé utilisé, déjà connu par nos usines, est en aluminium 2024 avec une trempe T3511. Afin d'être dans des conditions d'utilisation normales, je me suis assuré que $|\sigma_{zz}|_{max}$ ne dépasse pas la résistance élastique à la tension (voir annexe). Dans ce cas, il s'avère que la résistance de la matière est presque deux fois supérieure aux efforts demandés.

La deuxième condition qui impacte la géométrie de cette pièce est la flèche maximale résultant d'un tel effort. En effet, la déformée géométrique a pour potentiel impact un désalignement du moteur et du support. Cela pourrait engendrer une contrainte trop importante de la broche à bille.

De manière simple, le calcul de la flèche s'effectue grâce à la formule suivante :

$$Flèche_{max} = \frac{Fx_{moteur\ max} \times Longueur^3}{3 \times E \times I_{Gx}}$$

où E désigne le module d'Young correspondant au matériau ; pour une pièce formée :

$$E = 74\,000 \text{ Mpa}$$

Dans ce cas, nous obtenons une flèche maximale, au centre du moteur, équivalente à :

$$Flèche_{max} = 0.32 \text{ mm}$$

Après réflexion, une telle flèche serait problématique pour deux raisons importantes.

La première est l'usure prématurée de la broche. En effet, la broche à bille serait soumise à de la flexion, non souhaitée, lors du déplacement du point d'ancrage de vérin.

La seconde raison est que le système se retrouverait dans cette configuration lors de l'utilisation normale de la porte. En effet, nous atteignons ces efforts et cette déformée lorsque le point d'ancrage est en position haute ; cela est vrai lorsque la porte est conservée en position ouverte, ou lors de l'utilisation manuelle de la porte.

Suite à ce constat, plusieurs formes de pièce ont été envisagées. Néanmoins, afin d'être installée sans outil particulier, toutes nouvelles pièces se devaient de respecter le principe d'attache validé précédemment.

La première solution envisagée consiste à augmenter l'épaisseur de la pièce. Après nouveau calcul de la flèche, il s'avère que doubler l'épaisseur divise le déplacement maximal par 8. Cette solution avait plusieurs inconvénients mais le principal est l'épaisseur finale de la pièce. Afin d'avoir une flèche que nous considérons comme acceptable, l'épaisseur avoisinait les 10 mm.

La seconde solution, qui me parut plus adaptée, a été d'ajouter des raidisseurs à chaque extrémité (fig.57). En effet, cette solution permet de répartir les efforts de flexion sur la semelle du support en agissant comme des barres de traction. Cette répartition d'efforts permet de garder une pièce homogène.

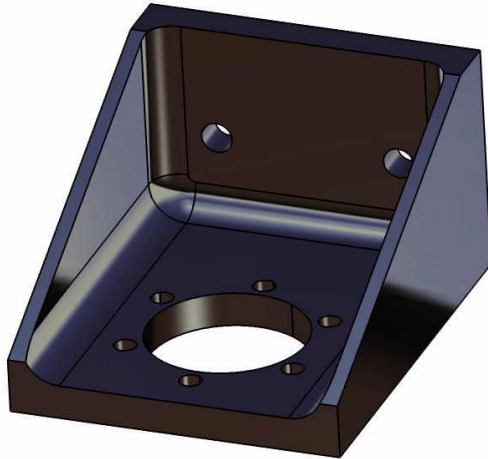


Figure 57 –Support de moteur avec raidisseur.

5.4. Dimensionnement par éléments fini

Le dimensionnement par éléments finis, pour la conception, des pièces structurales est une partie très cadrée. En effet, les règles Dassault Aviation nous imposent plusieurs règles de calcul afin d'avoir des résultats cohérents et répétables entre les utilisateurs.

La première règle concerne le type de maillage utilisé. Les éléments utilisés sont des tétraèdres paraboliques ayant une taille de 2 mm et un affaissement proportionnel de 0,2. Ce choix est fait afin de mieux correspondre aux formes complexes des pièces.

La seconde règle est le type d'effort appliqué à une pièce. Dans le cas de calcul d'une pièce, il est demandé d'appliquer une force directe sur la pièce.

5.4.1. Calcul du support de vérin

5.4.1.1. Modélisation 3D

Lors de la première modélisation du support de vérin une approche structurale a été faite. La semelle de cette pièce avait des changements d'épaisseur progressive par paliers afin de diffuser au mieux les efforts et ne pas créer de « rupture » lors des changements d'épaisseur. De même, des raidisseurs permettant de transmettre les efforts aux fixations de façon optimum avait été placés à chaque extrémités (fig.58).

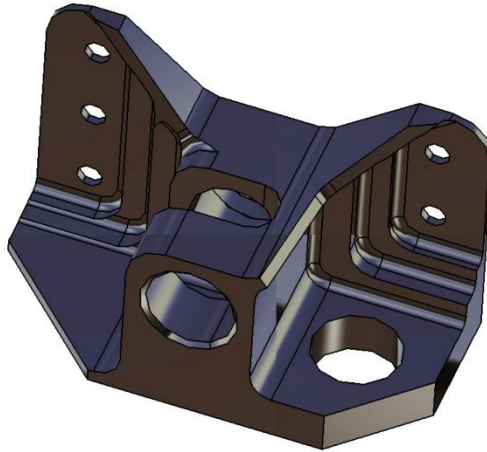


Figure 58 –Support de vérin renforcé.

Bien que cette pièce réponde de la meilleure façon aux différents efforts, il a été constaté que celle-ci aurait un temps de cycle et un coût de fabrication très important. Afin de réduire ce coût, il a été décidé de modéliser un support simplifié. Cette nouvelle pièce a été faite avec une épaisseur de semelle constante et seulement deux raidisseurs (fig. 59). Le choix des raidisseurs a été fait afin de transmettre les efforts aux fixations de manière simplifiée, d'éviter les problèmes de flexion dus aux efforts du moteur mais aussi en fonction du besoin de cotation fonctionnelle. En effet, les deux raidisseurs supérieurs, du premier support, nécessitent une cotation fonctionnelle afin d'assurer un jeu de fonctionnement avec le vérin et le moteur.

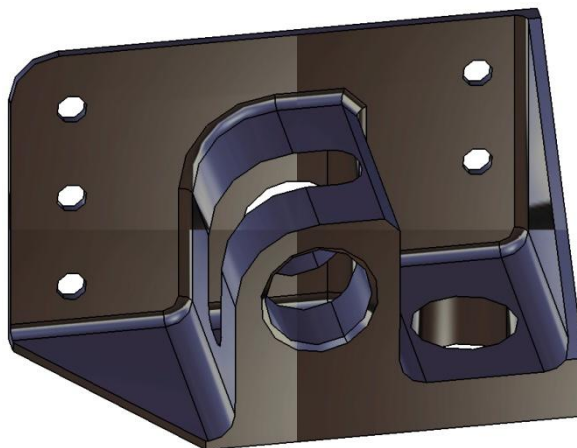


Figure 59 –Support de vérin simplifié.

En complément, la matière utilisée prioritairement est de l'aluminium 2024. Dans le cas de cette pièce, après discussion avec l'équipe méthode, il s'avère que l'utilisation d'un brut en plaque ayant une trempe T351, s'avère le plus adaptée.

Connaissant les caractéristiques de cette matière (voir annexe), grâce au document MMPDS-07, j'ai pu effectuer une modélisation par élément fini des deux supports avec pour but de les valider et déterminer la pièce la plus adaptée à notre besoin.

5.4.1.2. Modélisation Éléments fini (E.F.)

Pour modéliser au mieux les liaisons du support de vérin avec les éléments extérieurs (fig. 60), plusieurs choix de modélisation ont été faits.

Le premier choix a concerné le type de liaisons faites avec les fixations. J'ai créé des liaisons encastrement avec sur les parties cylindriques des trous de fixation. Ces fixations ayant été validées précédemment, les règles Dassault Aviation demande d'ignorer les efforts trouvés directement à leurs abords. Cela m'a conforté dans le choix du type de liaisons.

Le second choix a été la modélisation de l'appui plan, du support sur la glissière. La glissière étant en acier spécialement traité, j'ai décidé de modéliser cette liaison par un appui ponctuel encastré sur la surface. L'avantage de ce type de liaisons est de représenter au mieux le contact avec une pièce définie comme rigide. Une autre solution aurait été de ne pas modéliser cette liaison et d'être extrêmement conservatif dans les résultats obtenus; mais cette pièce n'étant pas jugée critique pour la sécurité des passagers, j'ai privilégié une approche réaliste.

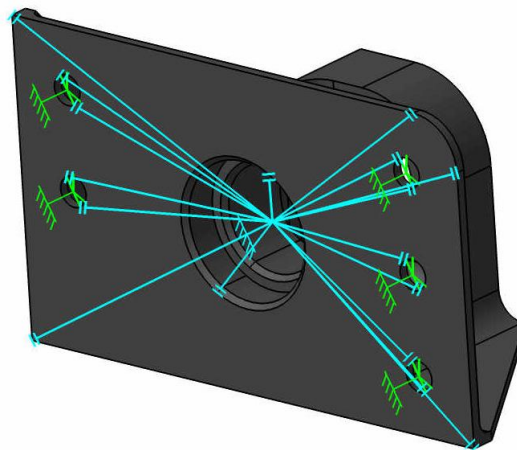


Figure 60 –Modélisation des liaisons E.F. sur le support de vérin simplifié.

La modélisation par éléments finis s'est poursuivie par la modélisation des efforts. Suivant les règles société, cette modélisation a dû être faite en appliquant des efforts directs. Afin d'appliquer l'effort du vérin, j'ai créé un élément rigide entre les deux cylindres portant

les roulements. J'ai fait ce choix en m'appuyant sur l'indication que la liaison roulements – axe de vérin est en acier trempé et de ce fait beaucoup plus rigide que la pièce. De la même manière, pour appliquer l'effort du moteur, j'ai utilisé ce type de liaison sur le cylindre de liaison avec le support (Fig. 61).

Le dernier point de la modélisation a été le choix des efforts appliqués. J'ai décidé d'appliquer les efforts du moteur et du vérin sur le support en estimant que la glissière subirait les efforts de réaction. De plus, afin d'être cohérent avec notre étude, j'ai décidé d'appliquer les trois cas jugés critiques afin d'analyser la diffusion des efforts et leurs conséquences sur le support.

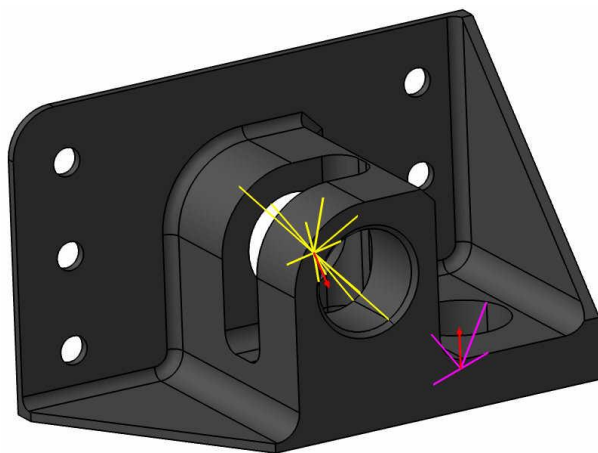


Figure 61 –Modélisation des efforts E.F. sur le support de vérin simplifié.

5.4.1.3. Analyse des résultats Éléments Fini (E.F.)

L'analyse des résultats E.F., de cette pièce, s'est basée sur deux critères. La déformée et les contraintes vis-à-vis de la résistance du matériau. Dans ce cas, les valeurs de référence de la matière correspondent aux caractéristiques élastiques car nous cherchons à faire un dimensionnement lors d'un usage normal et répétable sans déformation définitive. Pour l'analyse des contraintes, les règles Dassault Aviation imposent une analyse du critère de VON MISES.

Après calcul et comparatif des trois cas (voir annexe), pour les deux types de supports ainsi qu'une analyse des estimations d'erreur locale de calcul, j'ai décidé de me focaliser sur le cas le plus critique, qui s'avère être le cas numéro 3 aux niveaux déplacements et contraintes. Afin de déterminer quelle pièce serait la plus adaptée à notre système, j'ai

effectué un comparatif des deux solutions sur ces critères. De plus, les fixations et leurs abords ayant été calculés analytiquement, ils ne sont plus considérés dans cette analyse ; ce qui nous permet d'affirmer que la plus grande partie de l'erreur de calcul n'est pas prise en compte (voir annexe).

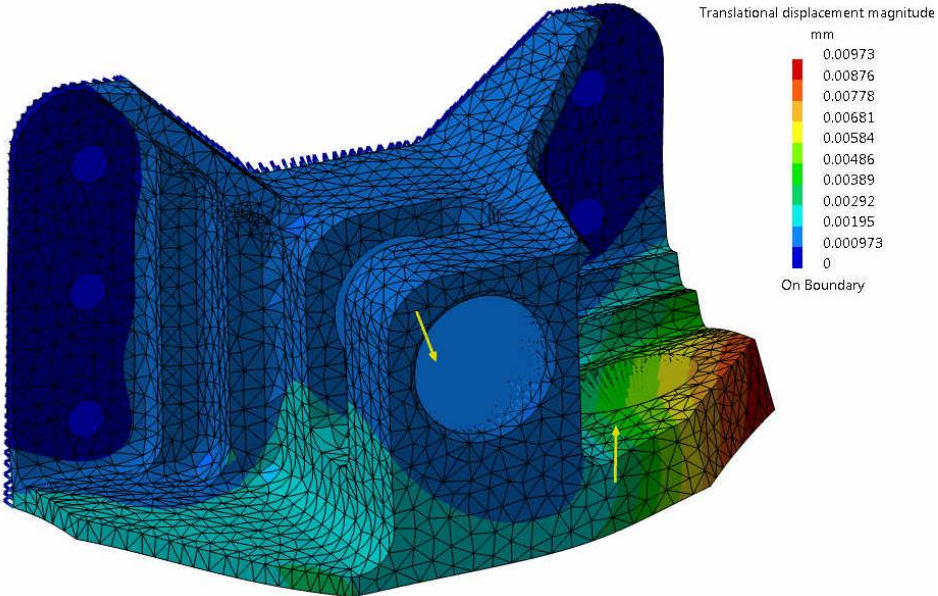


Figure 62 –Support de vérin renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3)

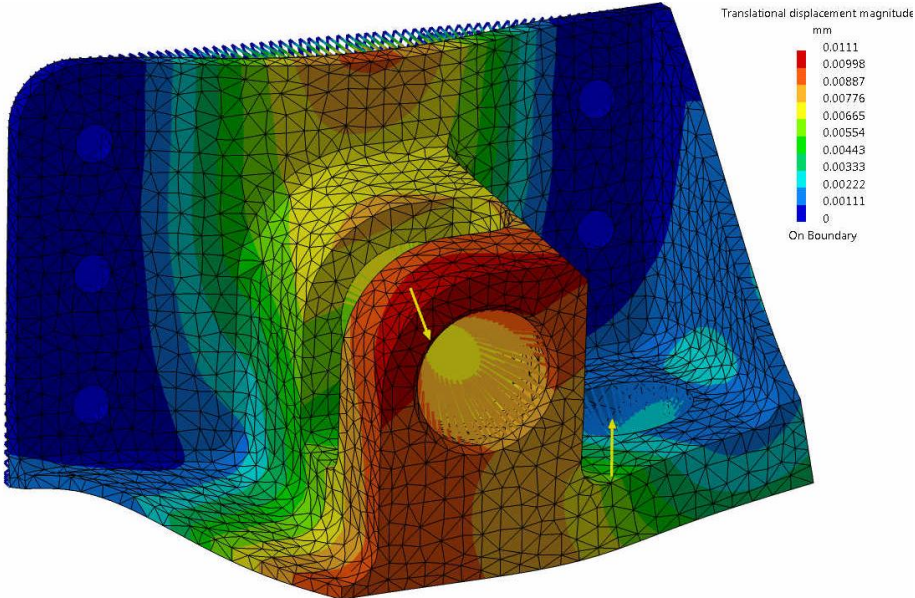


Figure 63 –Support de vérin simplifié : Amplitude de déplacement (cas n°3)

En comparant les déplacements dans les deux versions du support (Fig. 62 et 63), deux points importants sont constatés.

Le premier concerne l'amplitude maximale ; celle-ci est de l'ordre du centième de millimètre. De même, la différence entre les amplitudes maximales de déplacement est de l'ordre du micron.

Le deuxième constat est le positionnement du déplacement maximal. La première version du support a des raidisseurs orientés vers le centre d'attache du vérin, nous constatons que cette portion est celle ayant le moins de déplacement. Dans ce cas, c'est la partie supportant les efforts du moteur qui subit les plus grandes déformations. À contrario, le support simplifié, dû au choix des raidisseurs, a une déformation très faible au niveau de la liaison avec le moteur et plus importante au niveau de la jonction avec le vérin.

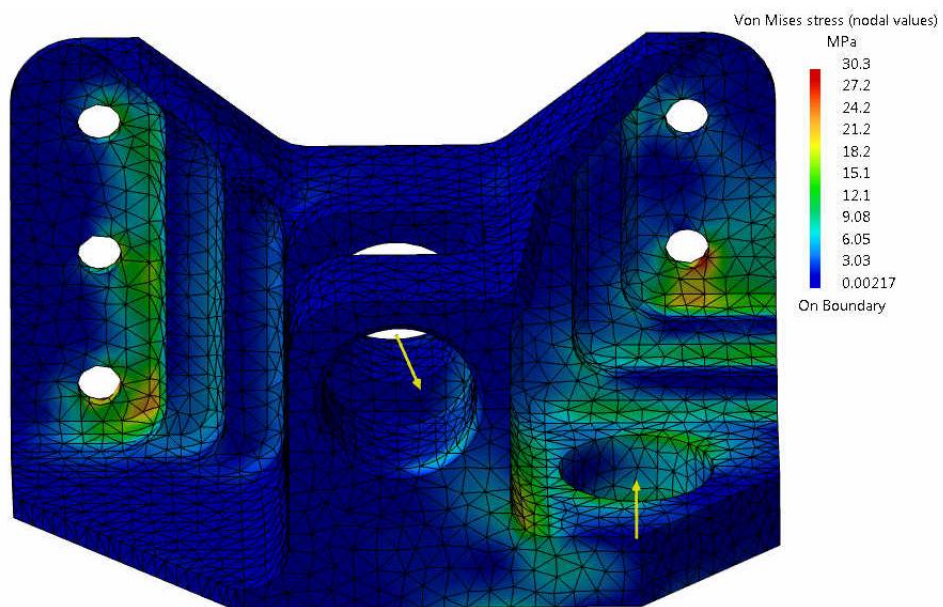


Figure 64 –Support de vérin renforcé : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)

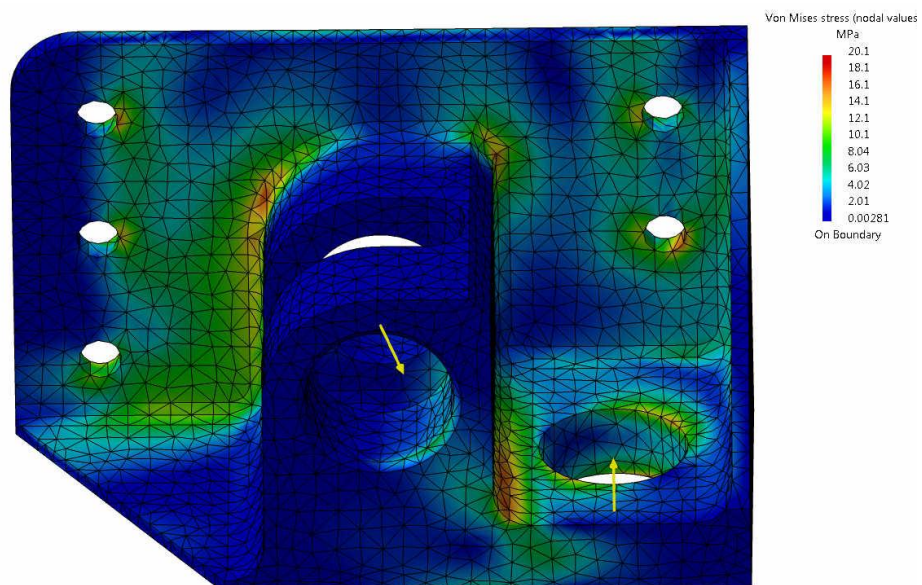


Figure 65 –Support de vérin simplifié : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)

L'analyse des contraintes, de VON MISES lissée (Fig. 64 et 65), nous indique que les valeurs maximales sont, respectivement, de 30,3 MPa et 20,1 MPa. La tenue élastique, en traction, d'une plaque aluminium 2024 T351 est d'environ 290 MPa ; nous pouvons affirmer que la pièce, ayant des efforts 10 fois inférieurs, supportera la distribution d'effort.

Ce comparatif, m'a permis de constater que les contraintes et les déplacements, bien que différents, ne seraient pas les critères déterminants. Dans ce cas, le choix de la pièce a été fait pour des raisons financières ; les réductions des coûts de fabrication et de contrôle sont alors devenus les motivations premières. Le support simplifié ayant été conçu dans cette optique, il a naturellement été retenu.

5.4.2. Calcul du support de moteur

5.4.2.1. Modélisation 3D et Éléments finis

Lors de la première modélisation du support de moteur, j'avais porté mon choix sur une équerre fabriquée à partir d'un brut profilé. Suite au calcul de flèche en flexion, j'ai décidé d'ajouter des raidisseurs à chaque extrémité de l'équerre. Le choix du brut, fait en accord avec les personnes de l'équipe méthode, est une barre en aluminium 2024 T3. Au niveau calcul, le choix de cette matière est un avantage. En effet, le profilé et la barre, bien que différents, ont des propriétés identiques.

Après une modélisation volumique de la pièce, j'ai dû réfléchir à la modélisation E.F. des liaisons (fig. 66). Comme précédemment, pour le support de vérin, j'ai fait le choix de modéliser ces liaisons avec le bâti suivant le même concept. À savoir que les liaisons des fixations, validées précédemment, ont été modélisées par un encastrement placé sur les parties cylindres des trous de fixation.

De même, la modélisation de l'appui plan avec le bâti a été représentée par un appui ponctuel encasté sur la surface. Comme précédemment, le choix de ces liaisons a été effectué dans l'optique d'être le plus représentatif des contacts réels.

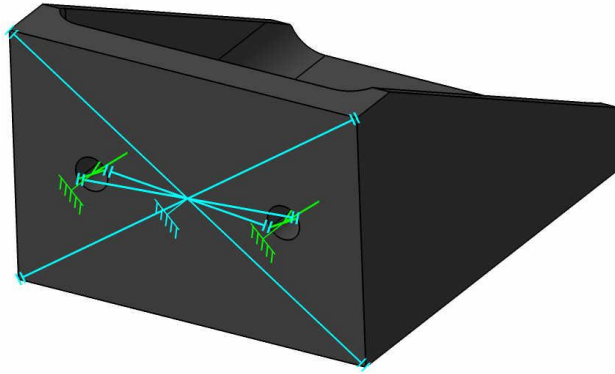


Figure 66 –Modélisation des liaisons E.F. sur le support de moteur renforcé.

Pour finir cette modélisation, deux options de modélisation de l'effort moteur ont été regardées.

La première consiste à créer un solide rigide directement sur le cylindre de passage du moteur. Cette solution, a pour inconvénient de ne pas refléter la stricte réalité des liaisons.

La seconde solution, qui fût retenue, a pour principe de reprendre l'effort réparti sur les six perçages de fixation du moteur. Afin d'y arriver, un solide virtuel est créé reliant les cylindres des six fixations (fig. 67). L'avantage de cette solution est de répartir équitablement l'effort sur les six fixations, au vu de leurs répartitions autour de l'axe moteur.

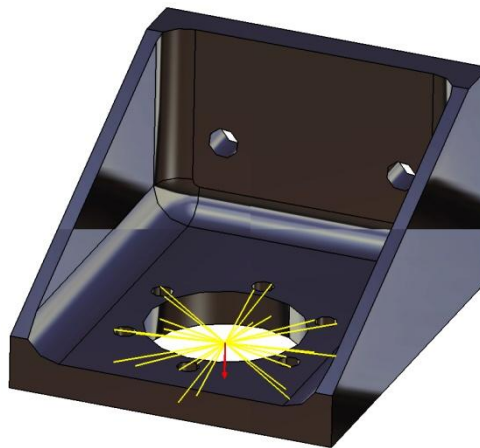


Figure 67 –Modélisation des efforts E.F. sur le support de moteur renforcé

5.4.2.2. Analyse des résultats Éléments fini (E.F.)

L'analyse des résultats E.F. du support de moteur, a débuté par la validation de la flèche au centre de moteur. J'ai souhaité faire les calculs pour les deux versions de support afin d'effectuer un comparatif des effets induits par les raidisseurs sur ce support. De même,

le cas numéro 3 étant la position où l'effort moteur est le plus important, et la distribution d'effort ne variant pas en fonction du cas, seul ce cas est étudié.

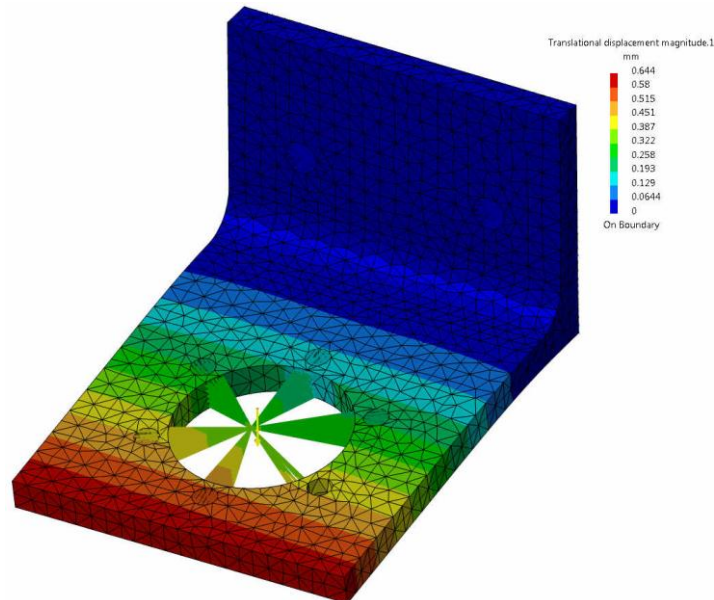


Figure 68 –Support de moteur équerre : Amplitude de déplacement (cas n°3)

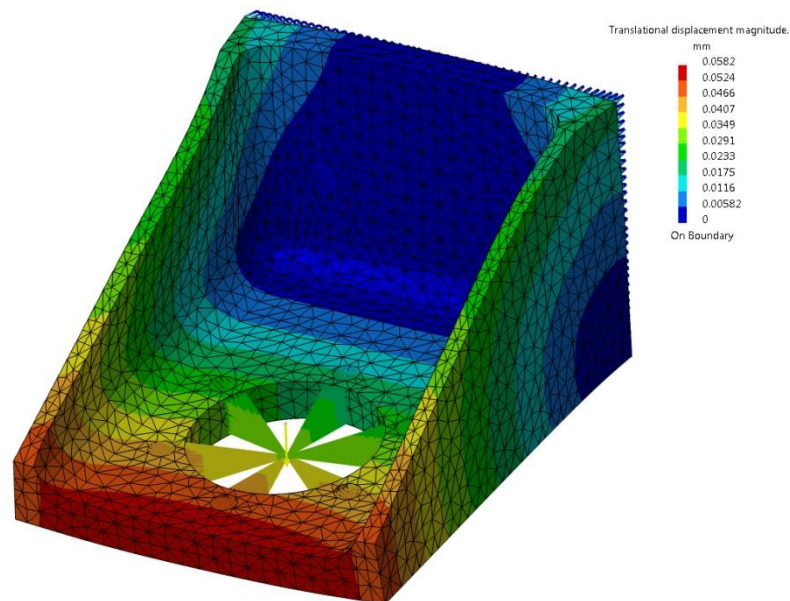


Figure 69 –Support de moteur renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3)

Lors du calcul des déplacements du premier support de moteur, j'ai pu valider le calcul de flèche fait précédemment. Grâce à la modélisation E.F., nous obtenons une valeur de flèche égale à 0,327mm (fig. 68). Cette valeur, très proche de la valeur trouvée par calcul,

nous a confortés sur le choix d'une modélisation par poutre encastré et de la nécessité d'une version de support renforcé.

La valeur de flèche, au centre du moteur, est de 0,033mm pour le support renforcé (fig. 69). Cela a validé l'utilisation de raidisseurs aux extrémités de support. En effet, en divisant par 10 la valeur de flèche, cet ajout nous permet d'être confiants pour la suite de l'étude.

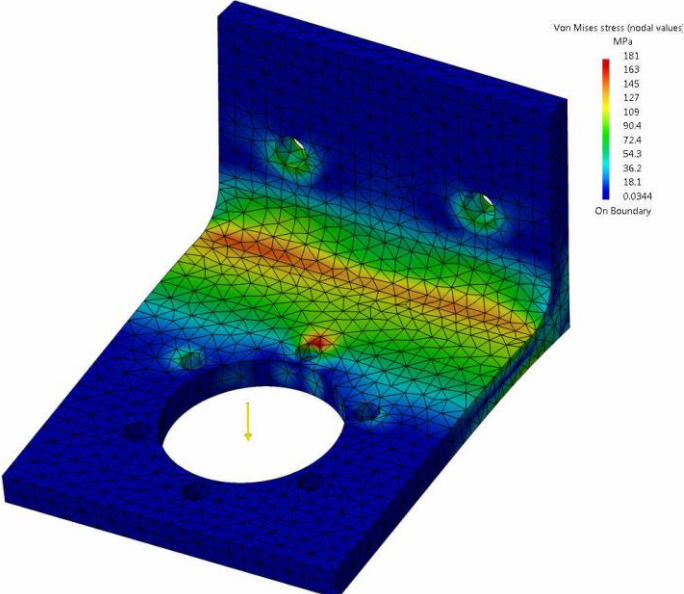


Figure 70 –Support de moteur équerre : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)

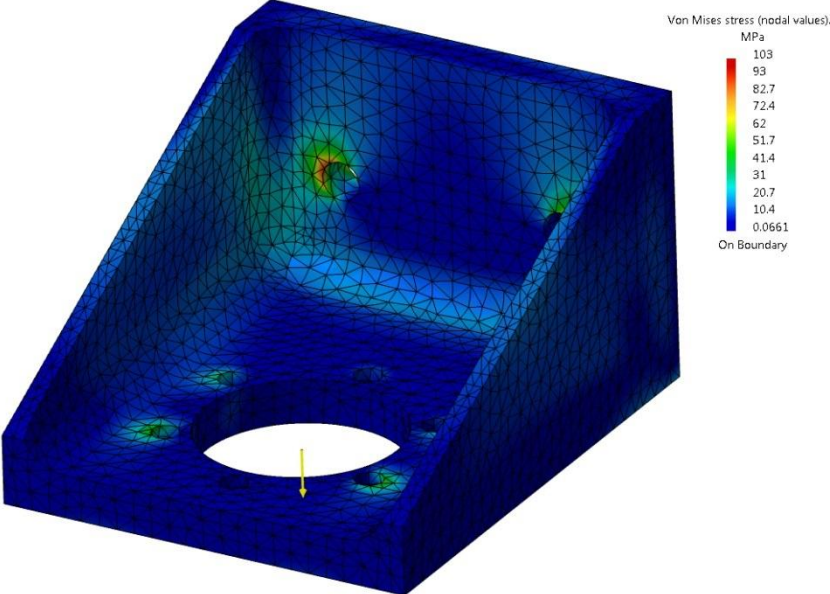


Figure 71 –Support de moteur renforcé : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)

Bien que déterminée par la contrainte de flèche, l'étude des contraintes de VON MISES lissées (Fig. 70 et 71), a entériné le choix d'utilisation des raidisseurs pour des raisons de tenue mécanique.

Dans le cas du premier support, nous constatons une concentration d'efforts au niveau de la pliure. Alors que le support renforcé n'a pas de concentration de contrainte importante. L'utilisation de raidisseurs permet de mieux répartir l'effort dans toute la pièce. De plus, hormis les contraintes aux abords des fixations, nous constatons que la contrainte maximale est de 140 MPa, pour le premier support, contre 52 MPa pour le second. Les contraintes aux abords des fixations ne sont pas prises en compte suite à l'analyse des erreurs de calcul (voir annexe), les règles Dassault Aviation et de leurs validations par calcul.

Nous pouvons conclure que l'utilisation de raidisseurs afin de corriger les problèmes de flèche et de répartition de contrainte est une solution structurellement et économiquement viable.

6. Suite du projet

Suite à la définition finale des mécanismes de porte mécanique correspondant à un niveau phase C, et une définition du mécanisme de descente correspondant à un niveau phase B, nous avons transmis le dossier d'étude à Dassault Falcon Jet.

En effet, cette filiale a la charge de fabriquer les meubles et mécanisme dévolus à la complétion. Cette société a aussi une capacité d'ingénierie importante grâce à leur bureau d'étude. Dans le cadre des mécanismes, cela permet une grande synergie entre le bureau d'étude et la fabrication. L'intérêt d'un tel transfert se trouve dans la gestion des tests à effectuer. En effet, certaines parties de la porte touchant la certification, nous nous devons de prouver aux autorités compétentes que nos systèmes fonctionnent correctement. De plus, des tests d'endurance sont effectués sur tous les nouveaux mécanismes complexes. Ces tests permettent de suivre l'évolution des mécanismes sur un nombre de cycle correspondant à la durée de vie de l'avion. Cette mise à l'épreuve permet de leurs garantir une grande fiabilité.

Pour finir, le bureau d'étude de DFJ a dû étudier un mécanisme de porte entièrement automatisé. Cette demande a été faite par la DPAC, afin d'offrir des prestations équivalentement à la concurrence. Pour ce faire, le bureau d'étude a décidé de se baser sur le système de descente automatisée étudié ci-dessus. Mais les contraintes de déplacements n'étant pas identiques, de nombreux ajustements ont été faits.

Les partie ayant le plus de modifications est le système de verrou principal. Dans le cas d'une porte manuelle, où l'actionneur est positionné sur le verrou supérieur, peu de modifications sont nécessaires. A l'inverse, une porte électrique, nécessite l'activation du verrou supérieur et inférieur. Cette contrainte a incité au déport de la partie automatisée dans la partie verrou appartenant à la porte (Fig. 72). Cette solution permet de limiter le nombre d'actionneurs nécessaires.

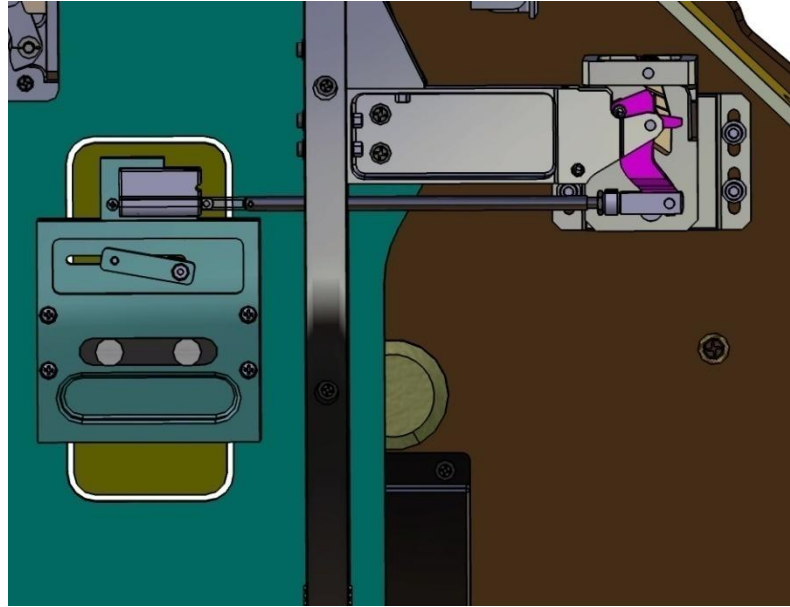


Figure 72 –Support de moteur renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3)

La deuxième partie modifiée a été le nombre de vérins et leurs orientations. En effet, afin d'obtenir une fermeture de porte complète, un deuxième vérin a été ajouté. Cet ajout a modifié les répartitions d'efforts sur le moteur et la glissière ; ainsi ces actionneurs ont été modifiés pour accepter des efforts plus importants. Ceci a aussi eu un impact sur leurs dispositions ainsi que sur les supports reliant ces différents actionneurs. (Fig. 73).



Figure 73 –Support de moteur renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3)

Conclusion

Cette étude avait pour but d'améliorer, sur le Falcon 6X, la qualité des mécanismes de porte couramment utilisés sur les autres gammes d'avions. Une attention particulière a été portée à la cloison de séparation entre l'entrée et la cabine afin de répondre aux dernières exigences des organismes de certification.

Le résultat de cette étude a permis, à la société, d'atteindre les objectifs liés aux mécanismes de porte. De plus, le développement de ces mécanismes de portes étant exclusif à Dassault Aviation, trois brevets ont été déposés au niveau européen et nord-américain. Un des brevets porte sur le concept de mécanisme de descente (voir annexe).

Le système de descente automatisé constitue, aujourd'hui, la base du développement d'un mécanisme de porte entièrement automatisé.

Ma participation à ce projet m'a permis d'être impliqué à toutes les étapes d'un nouveau développement. Lors de l'élaboration du mécanisme de descente, j'ai pu mettre en pratique certaines parties de l'enseignement reçu lors de mon cursus d'ingénieur. L'analyse fonctionnelle, l'étude des liaisons, la modélisation 3D, le pré-dimensionnement, les recherches documentaires et le dimensionnement par éléments fini, étudié en cours, ont été une partie intégrante de cette étude.

Ce mémoire, finalisant mes études d'ingénieur Cnam, a été réalisé dans le cadre de mes activités opérationnelles. Il m'a demandé un investissement personnel particulier. Cela m'a permis de balayer un large domaine d'activités liées à la gestion, la conception et aux calculs de structure en Complétion chez Dassault Aviation. Il m'a permis d'avoir une nouvelle approche du travail en bureau d'étude Complétion.

Bibliographie

- [1] DELAPLACE Arnaud, GATUINGT Fabrice, RAGUENEAU Frédéric. *Mécanique des structures - Résistance des matériaux*. Aide-Mémoire. Paris: *Dunod*, 2008, 215 p. (Aide-Mémoire, *Dunod*)
- [2] BRUHN Elmer F..*Analysis and design of flight vehicle structures*. Carmel (IN - USA) : Jacobs Publishing, 1973,817 p.
- [3] CHALMA Raphael, GREGOIRE Simon. DGT11834 *All Falcon Completion Stress Manual*. ED6. PARIS : 2017, 123 p.
- [4] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION.MMPDS-07 *Métallic Materials Properties Development and Standardization*DGT11834 *All Falcon Completion Stress Manual*: 2012, 2288 p.
- [5] Stress Dept. Training & Standards, *Rules for Elfini Finite Element Modeling (FEM)*. WI.7ENS.002. ED1. 2011, 30p.

ANNEXE 1

Admissibles des vis

Type of Fastener	Part Number of the Fastener		Fastener Shank Diameter		Tensile (N)	Minor Diameter Single Shear (N)	Shank Diameter Single Shear (N)	Material
			(mm)	Size				
Flat		NAS1101V04-++A	2.84	#4	3622	2083	4032	
		NAS1101V06-++A	3.51	#6	5467	3144	6121	
Protruding Head	NAS1101	NAS1101V08-++A	4.17	#8	8706	5006	8645	Titanium
CSK Head	NAS1102	NAS1102-04-6	2.84	#4	3622	2173	4207	Alloy Steel (4140, 4340 or 8740)
		NAS1102-06-5	3.51	#6	5467	3280	6387	
		NAS1102-3-10	4.83	#10	12863	7718	12107	
		Titanium (Ti6Al4V)	NAS1102V04-++A	2.84	#4	3622	2083	4032
			NAS1102V06-++A	3.51	#6	5467	3144	6121
			NAS1102V08-++A	4.17	#8	8706	5006	8645
			NAS1102V3-++A	4.83	#10	12863	7397	11603
Pan Head	NAS1131 THRU NAS1138	NAS1132V++A	3.46	#6	5467	3144	5954	Titanium (Ti6Al4V)
		NAS1133V++A	4.78	#10	12863	7397	11372	
		NAS1134V++A	6.35	1/4	23767	13666	20088	
Pan Head	NAS1141 THRU NAS1148	NAS1141V++	3.46	#6	5467	3144	5954	Titanium (Ti6Al4V)
		NAS1142V++	4.12	#8	8706	5006	8446	
		NAS1143V++	4.78	#10	12863	7397	11372	
		NAS1144V++	6.30	1/4	23767	13666	19784	
CSK Head	NAS1151 THRU NAS1158	NAS1151V++A	3.46	#6	5467	3144	5954	Titanium (Ti6Al4V)
		NAS1152V++A	4.12	#8	8706	5006	8446	
		NAS1153V++A	4.78	#10	12863	7397	11372	
Cap Head	NAS1351	NAS1351-3-++	4.83	#10	12863	7718	12107	Alloy Steel
		NAS1351-4-20P	6.35	1/4	23767	14260	20962	
		NAS1351-3H10P	4.83	#10	6432	7718	6054	Cres-Steel
Hex Head	NAS1801 THRU NAS1802	NAS1801-06-XX	3.51	#6	5467	3280	6387	Alloy Steel (4140, 4340 or 8740)
		NAS1801-08-XX	4.17	#8	8706	5224	9021	
		NAS1801-3-XX	4.83	#10	12863	7718	12107	
		NAS1802-06-XX	3.51	#6	5467	3280	6387	
		NAS1802-08-XX	4.17	#8	8706	5224	9021	
		NAS1802-3-XX	4.83	#10	12863	7718	12107	
Hex Head	NAS6203 THRU NAS6220	NAS6203XX	4.79	#10	12863	7718	11917	Alloy Steel (4140, 4340 or 8740)
		NAS6204XX	6.31	1/4	23767	14260	20711	
		NAS6205XX	7.90	5/16	38195	22917	32439	
		NAS6206XX	9.49	3/8	58643	35186	46787	
Hex Head	NAS6403 THRU NAS6420	NAS6403XX	4.81	#10	12863	7397	11542	Titanium (Ti6Al4V)
		NAS6404XX	6.34	1/4	23767	13666	20008	
		NAS6405XX	7.92	5/16	38195	21962	31288	
CSK Head	NASM51862	NASM51862-15	3.51	#6	1883	1198	2329	Carbon Steel

ANNEXE 2

Admissibles des inserts dans panneaux sandwich

Panel Type and thickness	Insert Type	Shear	Tensile	Type of Allowable
F7XC250100001-6.35 mm	NAS1834	1277 N	360 N	Ref. A1 B-Values
F7XC250100001-6.35 mm	NAS1836	1145 N	309 N	Ref. A1 B-Values
F7XC250100050-6.35 mm	NAS1834	2473 N	525 N	Ref. A52 B-Values
F7XC250100050-6.35 mm	NAS1836	1922 N	454 N	Ref. A52 B-Values
F7XC250100052-6.35 mm	NAS1834	2064 N	543 N	Ref. A52 B-Values
F7XC250100052-6.35 mm	NAS1836	1717 N	419 N	Ref. A52 B-Values
7700213-6.35 mm	NAS1834	2416 N	803 N	Ref. A1 B-Values
7700213-9.525 mm	NAS1834	2374 N	1029 N	Interpolated from Ref. A1
7700213-12.7 mm	NAS1834	2332 N	1254 N	Ref. A1 B-Values
7700213-19.05 mm	NAS1834	2107 N	1866 N	Ref. A1 B-Values
7700213-6.35 mm	NAS1836	1507 N	590 N	Ref. A1 B-Values
7700213-9.525 mm	NAS1836	1495 N	803 N	Interpolated from Ref. A1
7700213-12.7 mm	NAS1836	1482 N	1015 N	Ref. A1 B-Values
7700213-19.05 mm	NAS1836	1251 N	1628 N	Ref. A1 B-Values
7700213-12.7 mm	NAS1835	1482 N	1015 N	Derived from ref. A32 and ref. A1
7700213-6.35 mm	AEP1035	2042 N	770 N	Ref. A13 B-Values
7700213-9.525 mm	AEP1035	2113 N	1 117 N	Ref. A13 B-Values
7700213-12.7 mm	AEP1035	2286 N	1 423 N	Ref. A13 B-Values
7700213-3.175 mm	TYE2043/46/54	2112 N	404N	Ref. A65 B-Values
7700262-6.35 mm	NAS1834	3744 N	1519 N	Ref. A1 B-Values
7700262-9.525 mm	NAS1834	3362 N	1764 N	Interpolated from Ref. A1
7700262-12.7 mm	NAS1834	2979 N	2008 N	Ref. A1 B-Values
7700262-6.35 mm	NAS1836	1633 N	1280 N	Ref. A1 B-Values
7700262-9.525 mm	NAS1836	1771 N	1468 N	Interpolated from Ref. A1
7700262-12.7 mm	NAS1836	1909 N	1656 N	Ref. A1 B-Values
7700262-12.7 mm	NAS1835	1909 N	1223 N	Derived from ref. A32 and ref. A1
7700262-6.35 mm	AEP1035	2593 N	787 N	Ref. A13 B-Values
7700262-9.525 mm	AEP1035	2509 N	1 188 N	Ref. A13 B-Values
7700262-12.7	AEP1035	2260 N	1 588 N	Ref. A13 B-Values
7700262-3.175 mm	TYE2043/46/54	2286 N	925 N	Ref. A65 B-Values
7700355-6.35 mm	NAS1834	3744 N	1519 N	7700262 values
7700355-9.525 mm	NAS1834	3362 N	1764 N	7700262 values
7700355-12.7 mm	NAS1834	3821 N	2487 N	Ref. A65 B-Values
7700355-19.05 mm	NAS1834	4017 N	4284 N	Ref. A65 B-Values
7700355-6.35 mm	NAS1836	1633 N	1280 N	7700262 values
7700355-9.525 mm	NAS1836	1771 N	1468 N	7700262 values
7700355-12.7 mm	NAS1836	3648 N	2144 N	Ref. A65 B-Values
7700355-19.05 mm	NAS1836	3354 N	2051 N	Ref. A65 B-Values
7700355-6.35 mm	AEP1035	2593 N	787 N	7700262 values
7700355-9.525 mm	AEP1035	2509 N	1188 N	7700262 values
7700355-12.7 mm	AEP1035	2736 N	2313 N	Ref. A65 B-Values
7700355-19.05 mm	AEP1035	2736 N	2251 N	Ref. A65 B-Values

ANNEXE 4

Propriété aluminium 2024 T3/T3510/3511. Extrusion ou barre

Table 3.2.4.0(j₁). Design Mechanical and Physical Properties of 2024 Aluminum Alloy Extrusion

Specification	AMS 4152, AMS 4164, AMS 4165, and AMS-QQ-A-200/3 ^a													
Form	Extruded bar, rod, and shapes													
Temper	T3, T3510, and T3511													
Thickness, ^b in.	≤0.249	0.250-0.499	0.500-0.749	0.750-1.499	1.500-2.999	3.000-4.499	1.500-2.999	3.000-4.499	1.500-2.999	3.000-4.499	1.500-2.999	3.000-4.499	1.500-2.999	3.000-4.499
Cross-Section Area, in. ²	≤20								≤25				>25 - ≤32	
Basis	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	S	S
Mechanical Properties:														
<i>F_u</i> , ksi:														
L	57	61	60	62	60	62	65	70	70	74	70	74	68	68
LT	54	58	56	57	54	56	56	60	55	58	54	57	53	52
<i>F_{0.2}</i> , ksi:														
L	42	47	44	47	44	47	46	54	52	54	52	54	48	48
LT	37	41	38	40	37	39	37	43	39	41	39	41	36	36
<i>F_{0.01}</i> , ksi:														
L	34	38	37	39	38	40	41	48	49	50	49	51	45	45
LT	41	45	41	44	40	43	40	47	42	44	41	43	39	38
<i>F_u</i> ^c , ksi	29	31	31	32	30	31	33	35	34	36	33	35	33	32
<i>F_{bu}</i> ^c , ksi:														
(e/D = 1.5)	84	90	78	81	78	80	84	90	88	93	86	91	86	84
(e/D = 2.0)	108	114	98	101	97	101	105	113	111	118	109	115	108	106
<i>F_{by}</i> ^c , ksi:														
(e/D = 1.5)	61	68	55	59	55	59	57	67	63	66	62	65	59	57
(e/D = 2.0)	71	79	67	71	67	71	69	81	77	80	75	78	71	69
<i>e</i> , percent (S-Basis):														
L	12	...	12	...	12	...	10	...	10	...	10	...	8	8
<i>E</i> , 10 ³ ksi	10.8													
<i>E_v</i> , 10 ³ ksi	11.0													
<i>G</i> , 10 ³ ksi	4.1													
<i>μ</i>	0.33													
Physical Properties:														
<i>ω</i> , lb/in. ³	0.100													
<i>C</i> , <i>K</i> , and <i>α</i>	See Figure 3.2.4.0													

a Mechanical properties were established under MIL-QQ-A-200/3.
b The mechanical properties are to be based upon the thickness at the time of quench.
c Bearing values are "dry pin" values per Section 1.4.7.1.

ANNEXE 5

Propriété aluminium 2024 T351. Plaque

Table 3.2.4.0(b₂). Design Mechanical and Physical Properties of 2024 Aluminum Alloy Sheet and Plate

Specification	AMS 4037 and AMS-QQ-A-250/4 ^a											
Form	Plate											
Temper	T351											
Thickness, in.	0.250-0.499		0.500-1.000		1.001-1.500		1.501-2.000		2.001-3.000		3.001-4.000	
Basis	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
Mechanical Properties:												
<i>F_m</i> , ksi:												
L	64	66	63	65	62	64	62	64	60	62	57	59
LT	64	66	63	65	62	64	62	64	60 ^d	62 ^d	57 ^d	59 ^d
ST	52 ^b	54 ^b	49 ^b	51 ^b
<i>F_{0.2}</i> , ksi:												
L	48	50	48	50	47	50	47	49	46	48	43	46
LT	42	44	42	44	42	44	42	44	42	44	41	43
ST	38 ^b	40 ^b	38 ^b	39 ^b
<i>F_{0.1}</i> , ksi:												
L	39	41	39	41	39	40	38	40	37	39	35	37
LT	45	47	45	47	44	46	44	46	43	45	41	43
ST	46	48	44	47
<i>F_m</i> , ksi (L & LT)	38	39	37	38	37	38	37	38	35	37	34	35
<i>F_{0.2}</i> ^c , ksi:												
L & LT (e/D = 1.5)	97	100	95	98	94	97	94	97	91	94	86	89
L & LT (e/D = 2.0)	119	122	117	120	115	119	115	119	111	115	106	109
<i>F_{0.1}</i> ^c , ksi:												
L & LT (e/D = 1.5)	72	76	72	76	72	76	72	76	72	76	70	74
L & LT (e/D = 2.0)	86	90	86	90	86	90	86	90	86	90	84	88
e, percent (S-Basis):												
LT	12	...	8	...	7	...	6	...	4	...	4	...
<i>E</i> , 10 ³ ksi							10.7					
<i>E_c</i> , 10 ³ ksi							10.9					
<i>G</i> , 10 ³ ksi							4.0					
<i>μ</i>							0.33					
Physical Properties:												
<i>ω</i> , lb/in.							0.100					
C, K, and <i>α</i>							See Figure 3.2.4.0					

Last Revised: Apr 2009, MMPDS-04CN1, Item 07-41. Design allowables were last confirmed in Item 07-41, MMPDS-04CN1.

a Mechanical properties were established under MIL-QQ-a-250/4.

b Caution: This specific alloy, temper, and product form exhibits poor stress corrosion cracking resistance in this grain direction. It corresponds to an SCC resistance rating of D, as indicated in Table 3.1.2.3.1(a).

c Bearing values are "dry pin" values per Section 1.4.7.1. See Table 3.1.2.1.1.

d The following rounded *T₉₉* and *T₉₀* values represent production capacity at the time the table was last confirmed; *F_m* LT for 2-3 inches *T₉₉* = 63 ksi, *T₉₀* = 64 ksi; for 3-4 inches *T₉₉* = 60 ksi, *T₉₀* = 62 ksi.

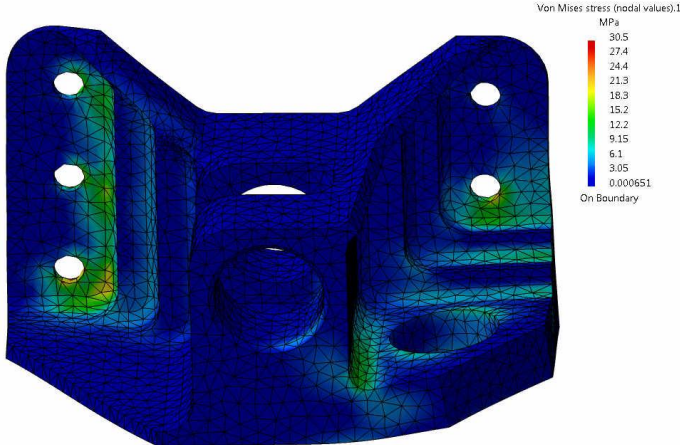
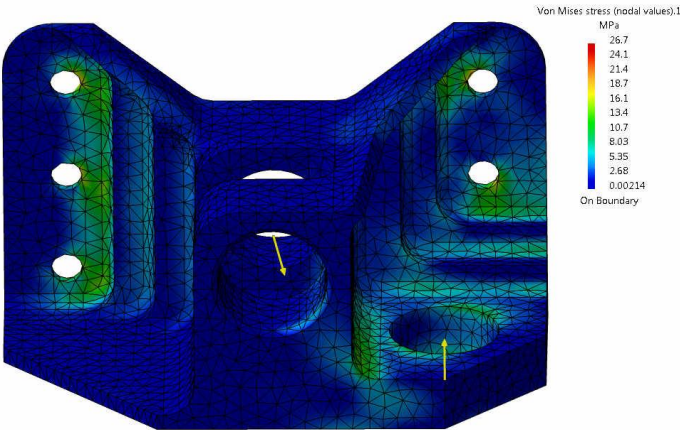
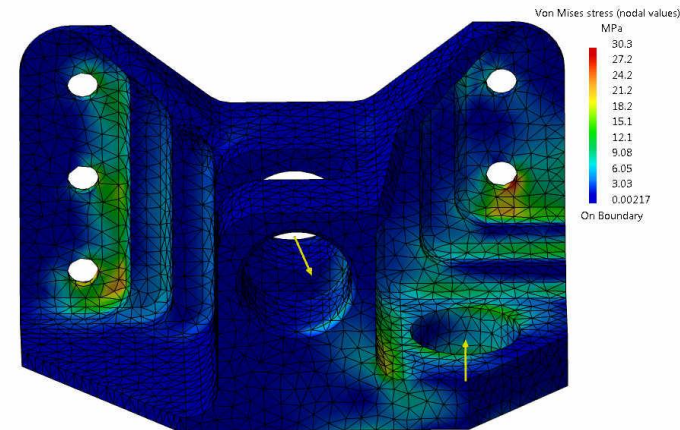
ANNEXE 6

Résultat de calcul E.F., des supports de vérin, dans les trois cas critiques

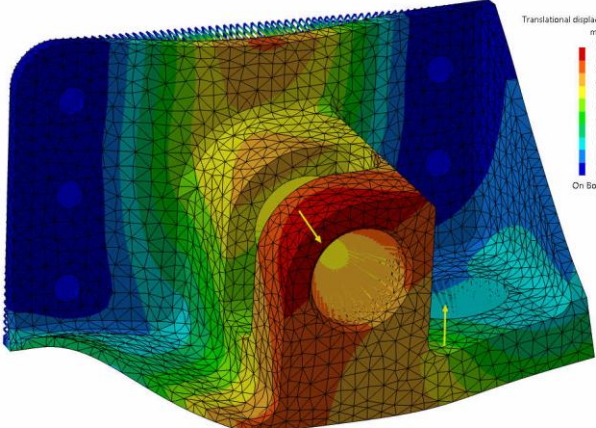
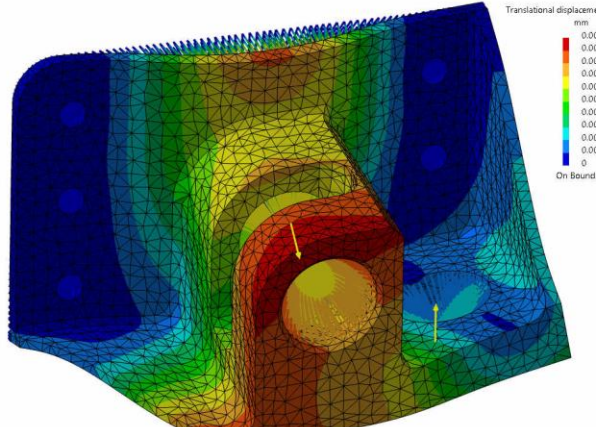
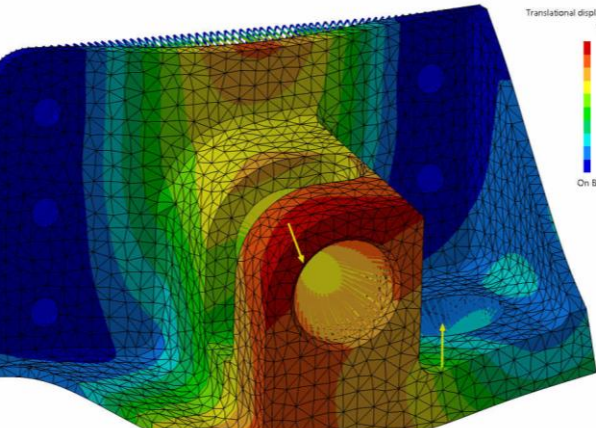
Cas du support renforcé

	Image des déplacement Modèle Elément Fini	Conclusion de l'analyse
CAS n°1		<p>Les zones de la pièce subissant des déplacements sont similaires dans les deux premiers cas.</p>
CAS n°2		<p>Le cas n°3 subissant moins de déplacements au niveau du point d'attache de vérin.</p> <p>Les déplacements subits à l'attache du moteur sont aussi proportionnels aux efforts appliqués par le vérin.</p>
CAS n°3		<p>Le cas n°3 reste le cas le plus dimensionnement dû aux déplacements situé au niveau de l'attache du vérin ; et la fréquence élevée de cette configuration d'usage.</p>

Cas du support renforcé

	Image des contraintes Modèle Élément Fini	Conclusion de l'analyse
CAS n°1		<p>Deux zones de la pièce subissant les efforts les plus importants.</p> <p>La première zone est la section d'attache du moteur. Cela est dû à la façon dont j'ai appliqué l'effort sur la modélisation E.F.</p>
CAS n°2		<p>La seconde zone, subissant les contraintes, sont les parties composées des congés d'arêtes. Cette partie permettant d'effectuer les changements d'épaisseur, cela semble cohérent.</p>
CAS n°3		<p>Les niveaux de contraintes sont similaires dans les trois cas.</p>

Cas du support simplifié

	Image des déplacement Modèle Elément Fini	Conclusion de l'analyse
CAS n°1	 <p>Translational displacement magnitude.1 mm 0.008 0.0072 0.0064 0.0056 0.0048 0.004 0.0032 0.0024 0.0016 0.0008 0 On Boundary</p>	<p>Les zones de la pièce subissant des déplacements sont extrêmement similaires dans les trois cas.</p>
CAS n°2	 <p>Translational displacement magnitude.1 mm 0.00859 0.00773 0.00687 0.00601 0.00515 0.00429 0.00344 0.00258 0.00172 0.000859 0 On Boundary</p>	<p>Les déplacements subits à l'attache du moteur sont faibles dans les trois cas.</p>
CAS n°3	 <p>Translational displacement magnitude.1 mm 0.0111 0.00998 0.00887 0.00776 0.00665 0.00554 0.00443 0.00333 0.00222 0.00111 0 On Boundary</p>	<p>Le cas n°3 reste le cas dimensionnement dû aux déplacements plus important que dans les autres cas.</p>

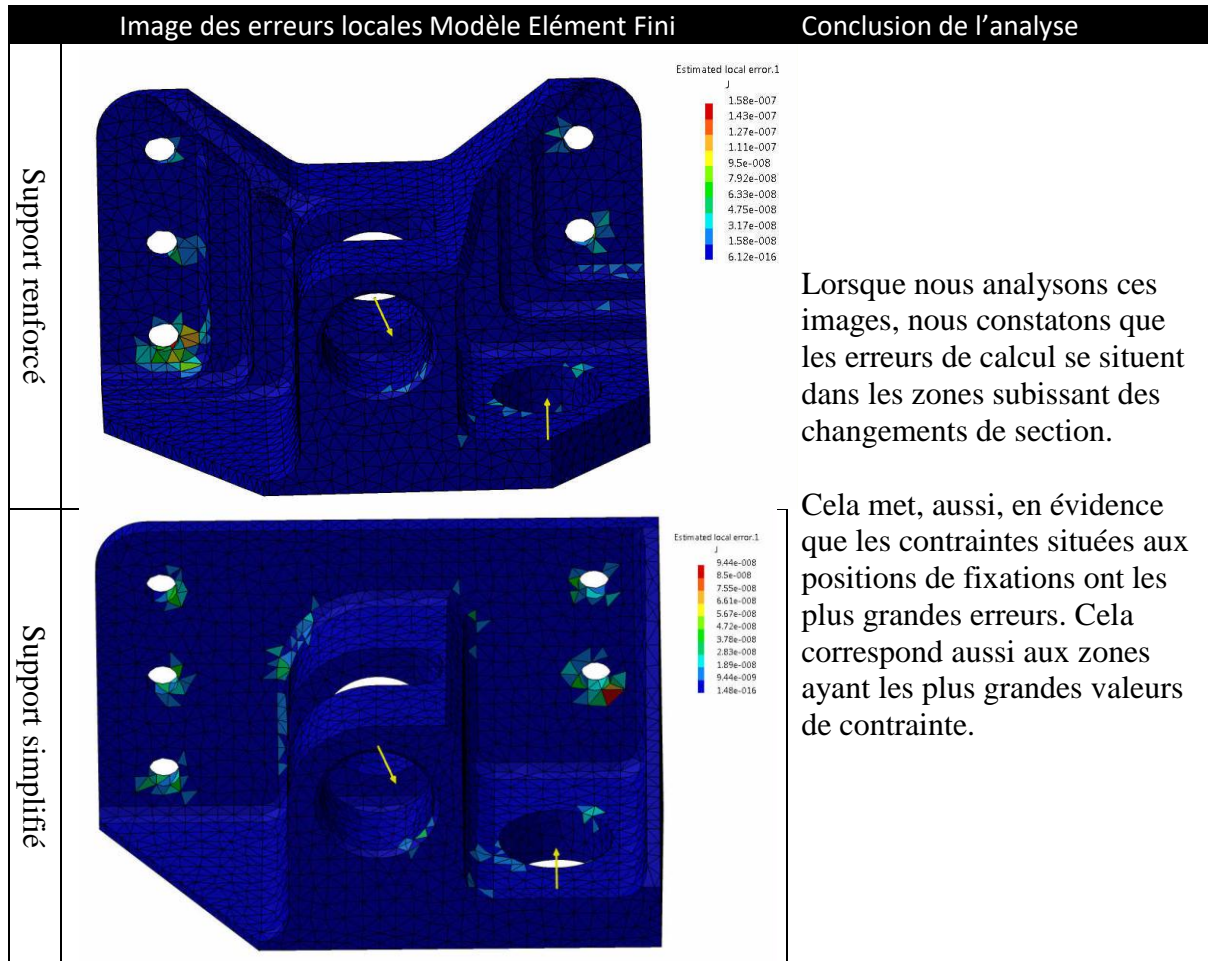
Cas du support simplifié

	Image des contraintes Modèle Élément Fini	Conclusion de l'analyse
CAS n°1		<p>Contrairement au support renforcé, le niveau de contrainte dans la semelle est plus important dans les trois cas.</p>
CAS n°2		<p>Comme précédemment, la section d'attache du moteur subit plus de contrainte. Cela est dû à la façon dont j'ai appliqué l'effort sur la modélisation E.F.</p> <p>La seconde zone subissant des contraintes, dans tous les cas, est la portion d'application de l'effort vérin. Cela est dû à la méthode de modélisation E.F de cet effort.</p>
CAS n°3		<p>Les niveaux de contraintes sont plus importants dans le dernier cas.</p>

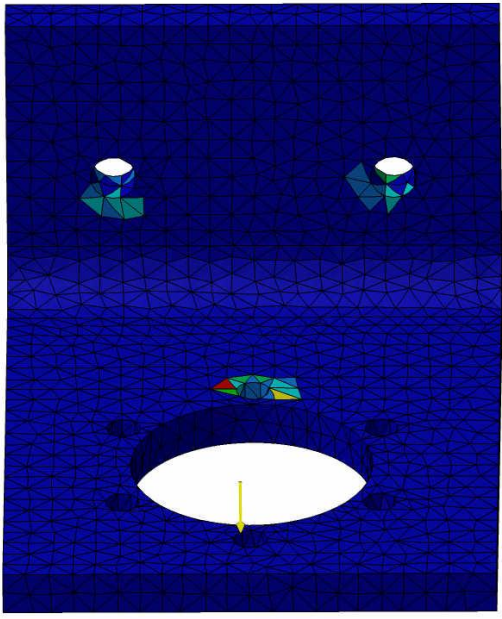
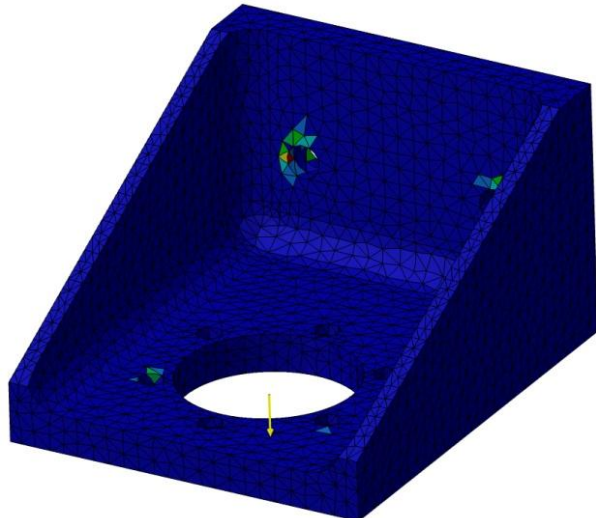
ANNEXE 7

Analyse des erreurs locales du calcul E.F., des supports de vérin

Cas du support de vérin Dans le cas n°3, le plus contraignant

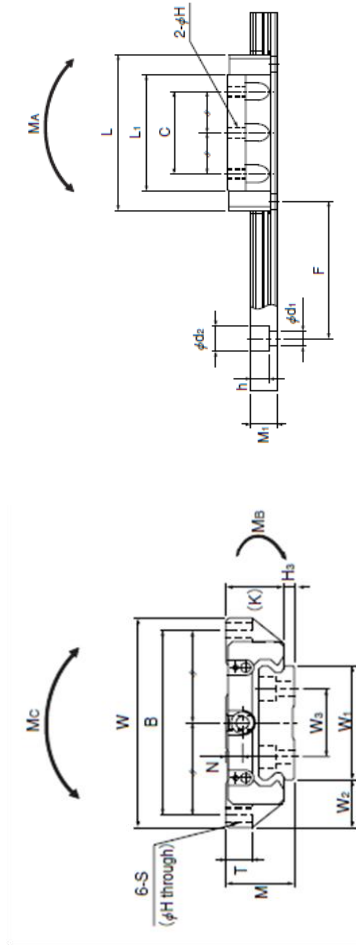


Cas du support de moteur Dans le cas n°3, le plus contraignant

Image des erreurs locales Modèle Élément Fini		Conclusion de l'analyse
Support équerre		<p>Lorsque nous analysons ces images, nous constatons que les erreurs de calcul se situent exclusivement au niveau des fixations de la pièce.</p>
Support renforcé		

ANNEXE 8

Caractéristique de glissière



Models SHW17CAM

Model No.	Outer dimensions			LM block dimensions										LM rail dimensions				Basic load rating			Static permissible moment [(N·m)] ^{#2}			Mass						
	Height M	Width W	Length L	B	C	S	H	L _v	T	K	N	H _s	Width W _v	W ₁	W ₂	W ₃	W ₄	Height M _r	Pitch F	d × d × d × h	Length Max**	C ₀ [kN]	C ₁₀ [kN]	M ₀ 1 block	M ₁₀ 2 blocks per rail	M ₂₀ 3 blocks per rail	M ₃₀ 1 block	M ₃₀ 2 blocks per rail	LM block [kg]	LM rail [kg/m]
SHW 12CAM	12	40	37	35	18	M 3	2.5	27	4	10	2.8	2	18	11	—	6.6	40	4.5×7.5×5.3	1000	4.31	5.66	0.0228	0.12	0.0228	0.12	0.0228	0.12	0.0405	0.05	0.8
SHW 14CAM	14	50	45.5	45	24	M 3	2.5	34	5	12	3.3	2	24	13	—	7.5	40	4.5×7.5×5.3	1430	7.05	8.98	0.0466	0.236	0.0466	0.236	0.0466	0.236	0.0904	0.1	1.23
SHW 17CAM	17	60	51	53	26	M 4	3.3	38	6	14.5	4	2.5	33	13.5	18	8.6	40	4.5×7.5×5.3	1800	7.65	10.18	0.0591	0.296	0.0591	0.296	0.0591	0.296	0.164	0.15	1.9
SHW 21CA	21	68	59	60	29	M 5	4.4	43.6	8	17.7	5	3	37	15.5	22	11	50	4.5×7.5×5.3	1900	8.24	12.8	0.0806	0.434	0.0806	0.434	0.0806	0.434	0.229	0.24	2.9
SHW 27CA	27	80	72.8	70	40	M 6	5.3	56.6	10	23.5	6	3	42	19	24	15	60	4.5×7.5×5.3	3000	16	22.7	0.187	0.949	0.187	0.949	0.187	0.949	0.455	0.47	4.5
SHW 35CA	35	120	107	107	60	M 8	6.8	83	14	31	7.6	4	69	25.5	40	19	80	7×11×9	3000	35.5	49.2	0.603	3	0.603	3	1.63	1.4	9.6		
SHW 50CA	50	162	141	144	80	M10	8.6	107	18	46	14	3.4	90	36	60	24	80	9×14×12	3000	70.2	91.4	1.46	7.37	1.46	7.37	3.97	3.7	15		

Note Symbol M indicates that stainless steel is used in the LM block, LM rail and balls. Those models marked with this symbol are therefore highly resistant to corrosion and environment.

Note If a grease nipple is required, indicate "with grease nipple." If a greasing hole is required, indicate "with a tapped hole for greasing."

*1 The maximum length under "Length" indicates the standard maximum length of an LM rail.

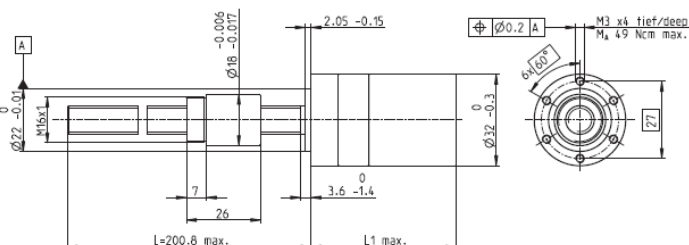
*2 Static permissible moment: 1 block: static permissible moment value with 1 LM block

Double blocks: static permissible moment value with 2 blocks closely contacting with each other

ANNEXE 9

Caractéristiques de réducteur GP 32S

Réducteur GP 32 S Ø32 mm, vis à billes



M 1:2

Données techniques

Vis	Ø10 x 2, acier inoxydable
Longueur standard	200 mm
Longueurs spéciales (par pas de 5 mm)	max. 600 mm
Rendement max.	94%
Moment d'inertie	9 gcm ²
Écrou (standard)	écrou fileté
Matériau	100CR6, trempé
Jeu axial	< 0.01 mm
Réducteur planétaire	à denture droite
Paliers	roulement à billes / butée à rouleaux
Jeu radial à 5 mm de la face	< 0.05 mm
Jeu axial	pré-contraint
Vitesse moteur recommandée ⁴	< 8000 tr/min
Plage de température recommandée	-15 ... +80°C
Charge radiale max. à 15 mm de la face	200 N
Charge axiale max. (statique) ¹	2700 N

maxon spindle drive

	Numéros de commande							
	363970	363974	363979	363980	363985	363990	363995	364000
Données entraînement vis/écrou (provisoire)								
1 Rapport de réduction	1 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1
2 Rapport de réduction exact	1/1	0.07143	0.03030	0.01961	0.00901	0.00366	0.00183	0.00092
20 Vitesse d'avance max. ¹	mm/s	133	19	8.1	5.2	2.4	1.1	0.5
21 Force d'avance max. (permanente) ¹	N	386	739	983	1137	1473	1921	2420
22 Force d'avance max. (ponctuellement) ¹	N	1023	1956	2604	2700	2700	2700	2700
Numéros de commande	363971	363975		363981	363986	363991	363996	364001
1 Rapport de réduction	3.7 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1
2 Rapport de réduction exact	20/5	0.05556		0.01515	0.00813	0.00339	0.00188	0.00107
20 Vitesse d'avance max. ¹	mm/s	72	15	4.0	2.2	0.9	0.5	0.3
21 Force d'avance max. (permanente) ¹	N	474	803	1239	1524	2041	2482	2700
22 Force d'avance max. (ponctuellement) ¹	N	1255	2127	2700	2700	2700	2700	2700
Numéros de commande	363972	363976		363982	363987	363992	363997	364002
1 Rapport de réduction	4.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1
2 Rapport de réduction exact	24/5	0.04762		0.01266	0.00758	0.00315	0.00175	0.00096
20 Vitesse d'avance max. ¹	mm/s	56	13	3.4	2.0	0.8	0.5	0.2
21 Force d'avance max. (permanente) ¹	N	517	846	1315	1561	2092	2569	2700
22 Force d'avance max. (ponctuellement) ¹	N	1369	2239	2700	2700	2700	2700	2700
Numéros de commande	363973	363977		363983	363988	363993	363998	
1 Rapport de réduction	5.8 : 1	23 : 1		86 : 1	159 : 1	411 : 1	636 : 1	
2 Rapport de réduction exact	29/5	0.04348		0.01163	0.00629	0.00246	0.00158	
20 Vitesse d'avance max. ¹	mm/s	46	12	3.1	1.7	0.6	0.4	
21 Force d'avance max. (permanente) ¹	N	551	872	1353	1661	2279	2636	
22 Force d'avance max. (ponctuellement) ¹	N	1458	2308	2700	2700	2700	2700	
Numéros de commande		363978		363984	363989	363994	363999	
1 Rapport de réduction		28 : 1		103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1	
2 Rapport de réduction exact		0.03571		0.00980	0.00526	0.00220	0.00142	
20 Vitesse d'avance max. ¹	mm/s		9.5	2.6	1.4	0.6	0.4	
21 Force d'avance max. (permanente) ¹	N		931	1437	1762	2359	2700	
22 Force d'avance max. (ponctuellement) ¹	N		2465	2700	2700	2700	2700	
4 Nombre d'étages		1	2	3	3	4	4	4
7 Rendement max. - réducteur plus vis/écrou	%	75 ²	71	66	66	56	56	56
8 Poids ¹	g	304	331	331	359	387	387	387
9 Jeu moyen à vide	°	0.7	0.8	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0
23 Précision de positionnement mécanique ¹	mm	0.037	0.037	0.037	0.039	0.039	0.039	0.039
10 Moment - réducteur plus vis/écrou ¹	gcm ²	4.2	0.9	0.9	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Longueur du réducteur L1	mm	51.0	57.7	57.7	64.4	64.4	71.1	71.1

¹ Selon la longueur de la vis 200 mm (Longueur standard) ² pour réduction 1:1 = 94% ³ pour réduction 1:1 = 42.3 gcm² ⁴ pour réduction 1:1 = 4000 tr/min



Construction modulaire maxon									
+ Moteur	Page	+ Sensor / frein	Page	Longueur totale [mm] = Longueur du moteur + longueur du réducteur + (sensor / frein) + pièces de montage					
RE 25	77/79			105.6	112.3	119.0	119.0	125.7	125.7
RE 25	77/79	MR	262	116.6	123.3	123.3	130.0	136.7	136.7
RE 25	77/79	Enc 22	264	119.7	126.4	126.4	133.1	139.8	139.8
RE 25	77/79	HED_5540	266/268	126.4	133.1	133.1	139.8	146.5	146.5
RE 25	77/79	DCT 22	276	127.9	134.6	134.6	141.3	148.0	148.0
RE 25, 20 W	78			94.1	100.8	100.8	107.5	114.2	114.2
RE 25, 20 W	78	MR	262	105.1	111.8	111.8	118.5	125.2	125.2
RE 25, 20 W	78	HED_5540	266/268	114.9	121.6	121.6	128.3	135.0	135.0
RE 25, 20 W	78	DCT 22	276	116.4	123.1	123.1	129.8	136.5	136.5
RE 25, 20 W	78	AB 28	318	128.2	134.9	134.9	141.6	148.3	148.3
RE 25, 20 W	78	HED_5540/AB 28	266/318	145.4	152.1	152.1	158.8	165.5	165.5
RE 25, 20 W	79	AB 28	318	139.7	146.4	146.4	153.1	159.8	159.8
RE 25, 20 W	79	HED_5540/AB 28	266/318	156.8	163.5	163.5	170.2	176.9	176.9
RE 30, 60 W	80			119.1	125.8	125.8	132.5	139.2	139.2
RE 30, 60 W	80	MR	263	130.5	137.2	137.2	143.9	150.6	150.6
RE 35, 90 W	81			122.1	128.8	128.8	135.5	142.2	142.2
RE 35, 90 W	81	MR	263	133.5	140.2	140.2	146.9	153.6	153.6
RE 35, 90 W	81	HED_5540	266/268	142.8	149.5	149.5	156.2	162.9	162.9
RE 35, 90 W	81	DCT 22	276	140.2	146.9	146.9	153.6	160.3	160.3
RE 35, 90 W	81	AB 28	318	158.2	164.9	164.9	171.6	178.3	178.3
RE 35, 90 W	81	HEDS 5540/AB 28	266/318	175.3	182.0	182.0	188.7	195.4	195.4

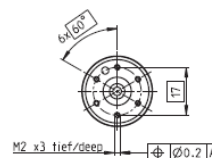
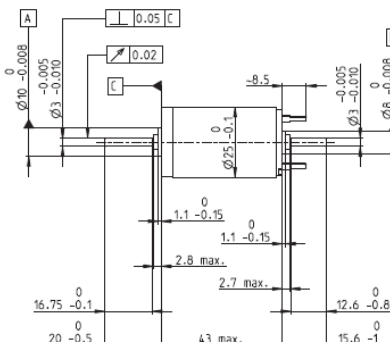
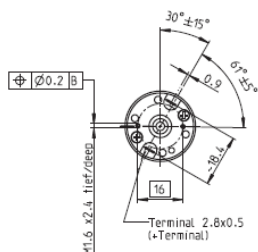
Suite de la construction modulaire (indépendamment de l'entraînement à vis) sur les pages 250 et 251

ANNEXE 10

Caractéristiques de moteur, frein et encodeur

RE 25 Ø25 mm, Commutation Graphite, 20 Watt

maxon DC motor



M 1:2

- Programme Stock
- Programme Standard
- Programme Spécial (sur demande)

Numéros de commande

302534 | 339149 | **339150** | 339151 | **339152** | 339153 | 339154 | 339155 | **339156** | 339157 | 339158

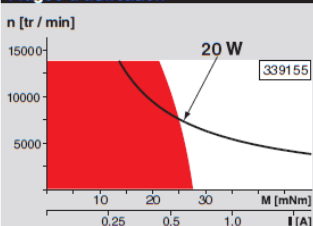
Caractéristiques moteur

Valeurs à la tension nominal		7.2	9	12	18	24	30	36	48	48	48	48
1 Tension nominale	V	7.2	9	12	18	24	30	36	48	48	48	48
2 Vitesse à vide	tr / min	10500	9700	9620	10400	10900	9200	10100	9540	8450	6720	4650
3 Courant à vide	mA	133	93.2	68	50.6	40.2	25	23.7	16.4	13.7	9.89	6
4 Vitesse nominale	tr / min	8830	8160	8240	9140	9620	7990	8840	8350	7260	5520	3420
5 Couple nominal (couple permanent max.)	mNm	20.2	22.8	26.2	28.1	28.8	30.8	30.3	31.3	32	32.6	32.5
6 Courant nominal (courant permanent max.)	A	3.4	2.79	2.33	1.79	1.42	1.03	0.917	0.673	0.608	0.491	0.339
7 Couple de démarrage	mNm	259	238	268	297	304	265	279	270	243	192	127
8 Courant de démarrage	A	42.1	28.1	23.2	18.4	14.6	8.61	8.24	5.67	4.51	2.84	1.3
9 Rendement max.	%	78.6	81.2	84.1	86.4	87.5	87.9	88.2	88.7	88.5	87.8	86.3
Caractéristiques												
10 Résistance aux bornes	Ω	0.171	0.32	0.517	0.98	1.64	3.49	4.37	8.47	10.6	16.9	36.8
11 Inductivité	mH	0.0163	0.0308	0.0573	0.112	0.186	0.407	0.493	0.979	1.25	1.97	4.11
12 Constante de couple	mNm/A	6.15	8.46	11.5	16.1	20.8	30.8	33.8	47.7	53.8	67.7	97.6
13 Constante de vitesse	tr / min / V	1550	1130	828	591	460	311	282	200	177	141	97.8
14 Pente vitesse / couple	tr / min / mNm	43.2	42.8	37.1	35.9	36.3	35.2	36.5	35.6	35.1	35.2	36.9
15 Constante de temps mécanique	ms	6.52	6.05	5.62	5.36	5.26	5.17	5.16	5.13	5.12	5.12	5.14
16 Inertie du rotor	gcm ²	14.4	13.5	14.5	14.3	13.8	14	13.5	13.8	13.9	13.9	13.3

Spécifications

- Données thermiques**
- 17 Résistance therm. carcasse/air ambiant 14.4 K/W
 - 18 Résistance therm. bobinage/carcasse 5.1 K/W
 - 19 Constante de temps therm. bobinage 29.2 s
 - 20 Constante de temps therm. du moteur 543 s
 - 21 Température ambiante -30 ... +100°C
 - 22 Température max. de bobinage +155°C
- Données mécaniques (roulement à billes)**
- 23 Nombre de tours limite 14000 tr / min
 - 24 Jeu axial 0.05 - 0.15 mm
 - 25 Jeu radial 0.025 mm
 - 26 Charge axiale max. (dynamique) 20 N
 - 27 Force de chassage axiale max. (statique) 60 N (statique, axe soutenu) 1000 N
 - 28 Charge radiale max. à 5 mm de la face 35 N
- Autres spécifications**
- 29 Nombre de paires de pôles 1
 - 30 Nombre de lames au collecteur 11
 - 31 Poids du moteur 115 g
- Les caractéristiques moteur du tableau sont des valeurs nominales. Explications des chiffres page 49.
- Option**
- Codeur MR sur demande
 - Codeur HED_ 5540 sur demande

Plages d'utilisation



Légende

- Plage de fonctionnement permanent**
Compte tenu des résistances thermiques (lignes 17 et 18) la température maximum du rotor peut être atteinte au valeur nominal de couple et vitesse et à la température ambiante de 25°C.
= Limite thermique.
- Fonctionnement intermittent**
La surcharge doit être de courte durée.
- Puissance conseillée**

Construction modulaire maxon

<ul style="list-style-type: none"> 1 Réducteur planétaire Ø26 mm 0.5 - 2.0 Nm Page 227 11 Réducteur planétaire Ø32 mm 0.75 - 6.0 Nm Page 229 / 230 / 232 31 Koaxdrive Ø32 mm 1.0 - 4.5 Nm Page 235 Entraînement vis/écrou Ø32 mm Page 249 / 250 / 251 		<p>Codeur MR 126 - 1000 Imp., 3 canaux Page 262</p> <p>Codeur HED_ 5540 500 Imp., 3 canaux Page 267 / 270</p> <p>Génératrice DCT Ø22 mm 0.52 V Page 276</p> <p>Frein AB 28 24 VDC 0.4 Nm Page 318</p>
---	--	---

Electronique recommandée:

- LSC 30/2 Page 282
- ADS 50/5 282
- ADS_E 50/5 283
- EPOS2 Module 36/2 304
- EPOS2 24/5 305
- EPOS2 50/5 305
- EPOS2 P 24/5 308
- Informations 18

Frein AB 28 24 VDC, 0.4 Nm



Informations importantes

- Aimant permanent – frein à simple face pour DC (marche à sec).
- Frein statique (ou «de parking») empêchant la rotation de l'arbre moteur à l'arrêt, ou hors tension.
- Non adapté au freinage.
- Il est conseillé de diminuer la tension appliquée au frein, après qu'il ait été actionné, de manière à en réduire l'échauffement.

- Programme Stock
- Standardprogramm
- Programme Spécial (sur demande)

Nombres de commande

228384 228386 228387

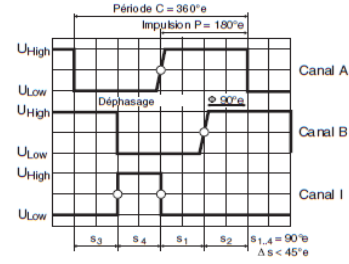
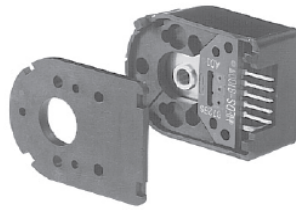
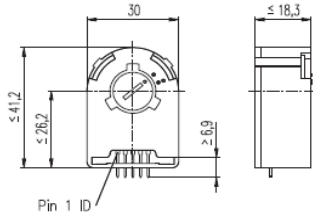
Type



Construction modulaire maxon						
+ Moteur	Page	+ Réducteur	Page	+ Sensor	Page	Ø AB [mm] Longueur totale [mm] / • voir Réducteur
RE 25, 20 W	78					40 77.1
RE 25, 20 W	78	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227			40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	229			40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	230			40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32, 1.0 - 6.0 Nm	232/235			40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32 S	249-251			40 •
RE 25, 20 W	78			HED_ 5540	267/269	40 94.3
RE 25, 20 W	78	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227	HED_ 5540	267/269	40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	229	HED_ 5540	267/269	40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	230	HED_ 5540	267/269	40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32, 1.0 - 6.0 Nm	232/235	HED_ 5540	267/269	40 •
RE 25, 20 W	78	GP 32 S	249-251	HED_ 5540	267/269	40 •
RE 25, 20 W	79	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227			40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	229			40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	230			40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32, 1.0 - 6.0 Nm	232/235			40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32 S	249-251			40 •
RE 25, 20 W	79			HED_ 5540	266/268	40 105.7
RE 25, 20 W	79	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32, 0.4 - 2.0 Nm	229	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	230	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32, 1.0 - 6.0 Nm	232/235	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 25, 20 W	79	GP 32 S	249-251	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 35, 90 W	81					40 107.1
RE 35, 90 W	81	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	231			40 •
RE 35, 90 W	81	GP 32, 1.0 - 6.0 Nm	232/235			40 •
RE 35, 90 W	81	GP 32, 8 Nm	234			40 •
RE 35, 90 W	81	GP 42, 3 - 15 Nm	237			40 •
RE 35, 90 W	81			HED_ 5540	266/268	40 124.2
RE 35, 90 W	81	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	231	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 35, 90 W	81	GP 32, 1.0 - 6.0 Nm	232/235	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 35, 90 W	81	GP 32, 8 Nm	234	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 35, 90 W	81	GP 42, 3 - 15 Nm	237	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 35, 90 W	81	GP 32 S	249-251			40 •
RE 35, 90 W	81	GP 32 S	249-251	HED_ 5540	266/268	40 •
RE 40, 150 W	82					45 107.1
RE 40, 150 W	82	GP 42, 3 - 15 Nm	237			45 •
RE 40, 150 W	82	GP 52, 4 - 30 Nm	240			45 •
RE 40, 150 W	82			HED_ 5540	266/268	45 124.2
RE 40, 150 W	82	GP 42, 3 - 15 Nm	237	HED_ 5540	266/268	45 •
RE 40, 150 W	82	GP 52, 4 - 30 Nm	240	HED_ 5540	266/268	45 •

Données techniques		Connectique câble	
Max. couple statique admissible à 20°C	0.4 Nm	Tension nominale, lissée	24 VDC ±10%
Moment d'inertie	10 gcm²	Résistance	$R_{20} = 92.5 \Omega \pm 6\%$
Vitesse limite	16000 tr/min	Cycle de fonctionnement	100%
Poids	0.05 kg	Temps de réaction	- Temps de serrage ≤ 13 ms - Temps de relâche ≤ 27 ms
Température ambiante	-5 ... +85°C		
		Câble (AWG 26)	Désignation
		rouge	$U_{\text{Frein}} + 24 \text{ VDC}$
		bleu	$U_{\text{Frein}} \text{ GND}$
		rouge	Moteur+
		noir	Moteur-
		Longueur minimale du câble	350 mm

Codeur HEDS 5540 500 impulsions, 3 canaux



Sens de rotation cw (définition cw p. 48)

- Programme Stock
- Programme Standard
- Programme Spécial (sur demande)

Numéros de commande			
110511	110513	110515	110517

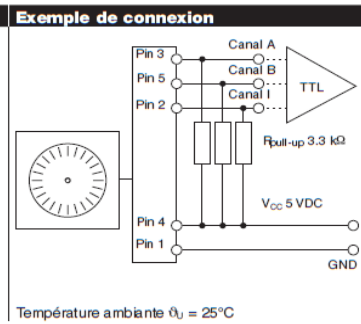
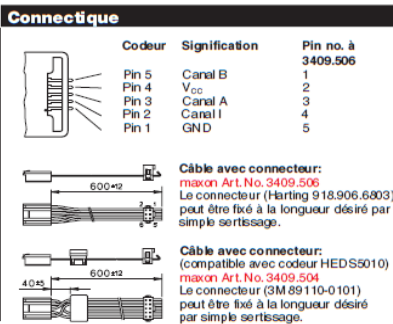
Type	110511	110513	110515	110517
Numéros de commande	500	500	500	500
Nombre de canaux	3	3	3	3
Fréquence impulsionnelle max. (kHz)	100	100	100	100
Vitesse max. (tr / min)	12000	12000	12000	12000
Diamètre de l'arbre (mm)	3	4	6	8



Construction modulaire maxon						
+ Moteur	Page	+ Réducteur	Page	+ Frein	Page	Longueur totale [mm] / ● voir réducteur
RE 25	78					63.8
RE 25	78	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227			●
RE 25	78	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	229			●
RE 25	78	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	230/233			●
RE 25	78	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	235			●
RE 25	78	GP 32 S	249-251			●
RE 25, 20 W	78			AB 28	318	94.3
RE 25, 20 W	78	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227	AB 28	318	●
RE 25, 20 W	78	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	229	AB 28	318	●
RE 25, 20 W	78	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	230/233	AB 28	318	●
RE 25, 20 W	78	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	235	AB 28	318	●
RE 25, 20 W	78	GP 32 S	249-251	AB 28	318	●
RE 50, 200 W	83					128.7
RE 50, 200 W	83	GP 52, 4 - 30 Nm	241			●
RE 50, 200 W	83	GP 62, 8 - 50 Nm	242			●
RE 65, 250 W	84					157.3
RE 65, 250 W	84	GP 81, 20 - 120 Nm	243			●
A-max 26	102-108					63.5
A-max 26	102-108	GP 26, 0.5 - 2.0 Nm	227			●
A-max 26	102-108	GS 30, 0.07 - 0.2 Nm	228			●
A-max 26	102-108	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	229			●
A-max 26	102-108	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	230/233			●
A-max 26	102-108	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	236			●
A-max 26	102-108	GP 32 S				●
A-max 32	110/112					82.3
A-max 32	110/112	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	231/233			●
A-max 32	110/112	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	236			●
A-max 32	110/112	GP 32 S	249-251			●
EC 32, 80 W	154					78.4
EC 32, 80 W	154	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	231/233			●
EC 32, 80 W	154	GP 32 S				●
EC 40, 170 W	155					103.3
EC 40, 170 W	155	GP 42, 3.0 - 15 Nm	237			●
EC 40, 170 W	155	GP 52, 4.0 - 30 Nm	240			●

Données techniques	
Tension d'alimentation V_{CC}	5V ± 10%
Signal de sortie	TTL compatible
Déphasage Φ	90° ± 45°
Temps de montée du signal (typique avec $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k Ω , 25°C)	180 ns
Temps de descente du signal (typique avec $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k Ω , 25°C)	40 ns
Largeur d'impulsion d'index	90°
Plage de températures	-40 ... +100°C
Moment d'inertie du disque	≤ 0.6 g·cm ²
Tension d'alimentation	250 000 rad s ⁻²
Courant par canal	min. -1 mA, max. 5 mA

Le signal d'index I est synchronisé avec le canal A ou B.



ANNEXE 11

Extrait du dépôt de brevet mécanisme de descente

<p>①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE</p> <p style="text-align: center;">INSTITUT NATIONAL DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE</p> <p style="text-align: center;">COURBEVOIE</p>	<p>①1 N° de publication : 3 073 818 <small>(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)</small></p> <p>②1 N° d'enregistrement national : 17 01195</p> <p>⑤1 Int Cl⁸ : B 64 C 1/14 (2018.01)</p>
---	--

⑫ **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION** A1

<p>②2 Date de dépôt : 20.11.17.</p> <p>③0 Priorité :</p> <p>④3 Date de mise à la disposition du public de la demande : 24.05.19 Bulletin 19/21.</p> <p>⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : <i>Se reporter à la fin du présent fascicule</i></p> <p>⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :</p> <p>○ Demande(s) d'extension :</p>	<p>⑦1 Demandeur(s) : DASSAULT AVIATION Société anonyme — FR.</p> <p>⑦2 Inventeur(s) : ZEKIECKI SEBASTIEN.</p> <p>⑦3 Titulaire(s) : DASSAULT AVIATION Société anonyme.</p> <p>⑦4 Mandataire(s) : CABINET LAVOIX Société par actions simplifiée.</p>
---	---

⑤4 **ELEMENT DE SEPARATION POUR CABINE DE PLATEFORME, PLATEFORME COMPRENANT UN TEL ELEMENT ET PROCEDE D'UTILISATION D'UN TEL ELEMENT.**

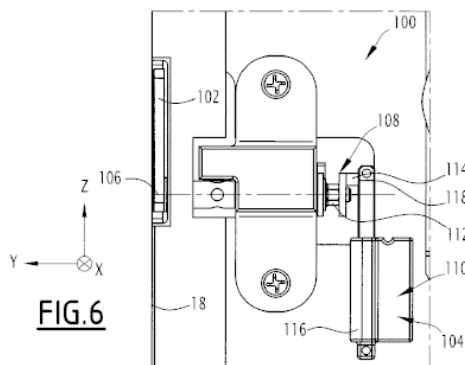
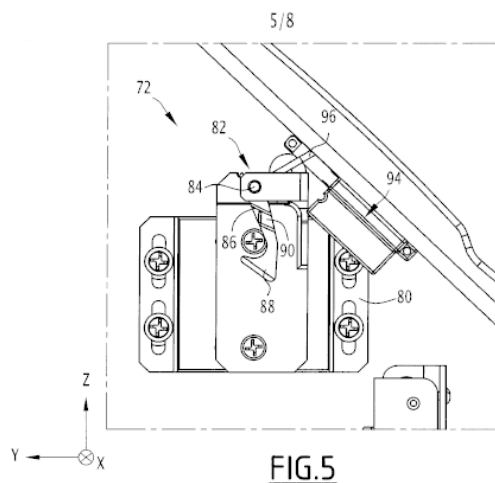
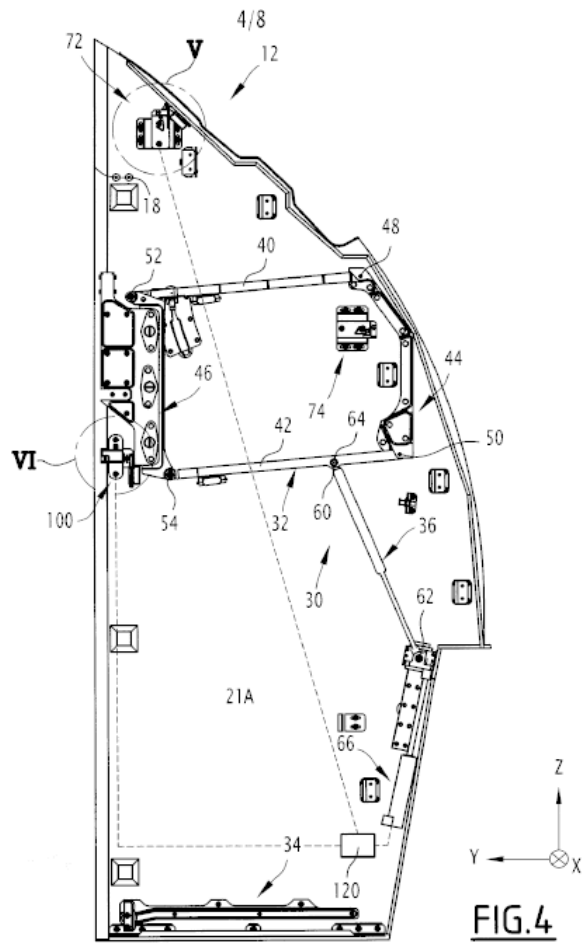
⑤7 Cet élément de séparation (10) pour une cabine de plateforme, comprend au moins un ouvrant (20), monté mobile entre une position fermée et une position ouverte, l'ouvrant (20) étant soumis à une force de rappel vers sa position ouverte, et, pour le ou chaque ouvrant (20), un organe (36) de rappel de l'ouvrant (20) vers sa position fermée, ledit organe de rappel (36) comprenant une première extrémité (60) articulée à un point d'articulation (64) mobile conjointement avec l'ouvrant (20). Cet organe de rappel (36) comprend également une deuxième extrémité (62) montée mobile relativement à la cloison (12) entre une position active et une position inactive telles que :

- lorsque l'ouvrant (20) est ouvert et la deuxième extrémité (62) est dans la position active, l'organe de rappel (36) est dans une configuration de travail dans laquelle il exerce sur l'ouvrant (20) une force de rappel de l'ouvrant (20) vers sa position fermée, et
- lorsque l'ouvrant (20) est ouvert et la deuxième extrémité (62) est dans la position inactive, l'organe de rappel (36) est dans une deuxième configuration dans laquelle il n'exerce pas de force de rappel de l'ouvrant (20) vers sa position fermée.



FR 3 073 818 - A1





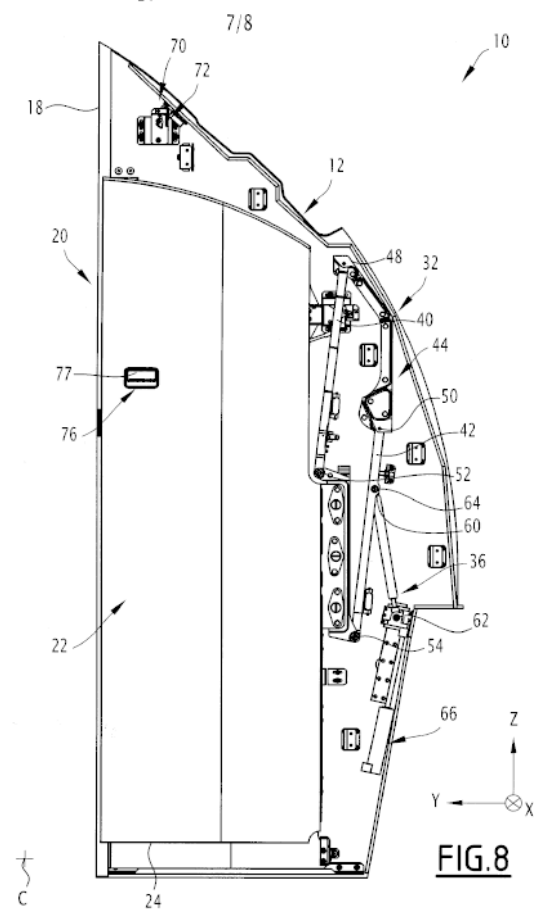
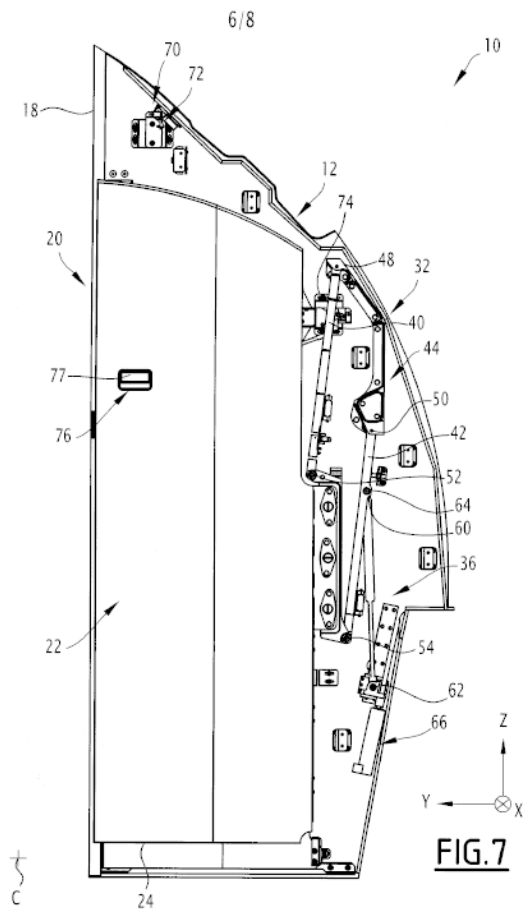


Table des figures

I

Figure 1 – Organigramme du groupe Dassault.....	1
Figure 2 – Implantation géographique des sites industriels du Groupe Dassault Aviation	2
Figure 3 – Rafale de l’armée de l’air française	3
Figure 4 – nEUROn.....	3
Figure 5 – Falcon 900 MPA.....	4
Figure 6 – Falcon 2000LXS	4
Figure 7 – Falcon 900LX.....	4
Figure 8 – Falcon 8X.....	5
Figure 9 – Falcon 6X.....	5
Figure 10 – Organigramme de la DGT	6
Figure 11 – Organigramme fonctionnel DTACF.....	7
Figure 12 – Extérieur et intérieur d’un avion basique.....	8
Figure 13 –Photos extérieur et intérieur d’un avion fini.....	8
Figure 14 –Photos intérieur d’un Falcon 6X.....	9
Figure 15 –Plan d’aménagement cabine d’un Falcon 7X	10
Figure 16 –Image de porte à gond	11
Figure 17 –Image de porte coulissante	11
Figure 18 – Extrait du document de certification.....	12
Figure 19 –Diagramme de fonction.....	16
Figure 20 –Mécanisme de porte sur glissière.....	19
Figure 21 –Mécanisme par translation circulaire.....	19
Figure 22 –Double mécanisme par translation circulaire	20
Figure 23 –Schéma de liaison de la partie basse de porte	21
Figure 24 –Comparatif d’espace disponible en porte double et porte simple	21
Figure 25 –Schéma de verrou position fermée	22
Figure 26 –Schéma de verrou position ouverte	22
Figure 27 –Schéma de verrou secondaire	22
Figure 28 –Schéma de frangibilité.....	23
Figure 29 –Verrou supérieur	25
Figure 30 –Schéma cinématique du verrou supérieur	26
Figure 31 –Point d’ancrage du vérin sur la cloison	26
Figure 32 –Schéma cinématique du verrou supérieur	27
Figure 33 –Verrou secondaire	27
Figure 34 –Schéma cinématique du verrou secondaire.....	28
Figure 35 –Séquence d’utilisation normale du mécanisme	29
Figure 36 –Schéma d’actionnement du crochet principal	31
Figure 37 –Schéma d’actionnement du crochet principal	32
Figure 38 –Schéma d’actionneur linéaire avec vis à bille.....	32
Figure 39 –Schéma d’un guide linaire à bille.....	33
Figure 40 –Image d’un ensemble réducteur avec vis à billes – moteur - frein.	33
Figure 41 –Mécanisme de porte et ses divisions par parties.	34
Figure 42 –Diagramme de force d’un vérin.....	36
Figure 43 –image du point d’ancrage du vérin.....	37
Figure 44 –image du point d’ancrage du vérin.....	38
Figure 45 – Schéma du système de descente	39

Figure 46 –Limitations applicable aux vis à bille en fonction de la longueur.....	44
Figure 47 –Liaison entre le vérin et le support.....	47
Figure 48 –Première modélisation du support de vérin.	48
Figure 49 –Effort de traction dans les vis.	51
Figure 50 –Effort de cisaillement dans les vis.	51
Figure 51 –Matage de fixation.	53
Figure 52 –Arrachement de fixation.	53
Figure 53 –Représentation Prying Effect.....	54
Figure 54 –Assemblage vis - insert.	56
Figure 55 –Support de moteur sur bâti.	57
Figure 56 –Support de moteur représenté sous forme de poutre.	59
Figure 57 –Support de moteur avec raidisseur.	62
Figure 58 –Support de vérin renforcé.	63
Figure 59 –Support de vérin simplifié.	63
Figure 60 –Modélisation des liaisons E.F. sur le support de vérin simplifié.....	64
Figure 61 –Modélisation des efforts E.F. sur le support de vérin simplifié.....	65
Figure 62 –Support de vérin renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3)	66
Figure 63 –Support de vérin simplifié : Amplitude de déplacement (cas n°3).....	66
Figure 64 –Support de vérin renforcé : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)	67
Figure 65 –Support de vérin simplifié : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)	67
Figure 66 –Modélisation des liaisons E.F. sur le support de moteur renforcé.	69
Figure 67 –Modélisation des efforts E.F. sur le support de moteur renforcé.....	69
Figure 68 –Support de moteur équerre : Amplitude de déplacement (cas n°3)	70
Figure 69 –Support de moteur renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3).....	70
Figure 70 –Support de moteur équerre : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)	71
Figure 71 –Support de moteur renforcé : Critère de VON MISES lissée (cas n°3)	71
Figure 72 –Support de moteur renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3).....	74
Figure 73 –Support de moteur renforcé : Amplitude de déplacement (cas n°3).....	74

Table des tableaux

Tableau 1 –Liste des fonctions identifiées	18
Tableau 2 –Cas de pannes et conséquences	30
Tableau 3 –Tableau des masse des partie du mécanisme	35

Table des ANNEXES

ANNEXE 1 Admissibles des vis	77
ANNEXE 2 Admissibles des inserts dans panneaux sandwich	78
ANNEXE 3 Facteur d'abattement des admissibles d'inserts	79
ANNEXE 4 Propriété aluminium 2024 T3/T3510/3511. Extrusion ou barre	80
ANNEXE 5 Propriété aluminium 2024 T351. Plaque	81
ANNEXE 6 Résultat de calcul E.F., des supports de vérin, dans les trois cas critiques.....	82
ANNEXE 7 Analyse des erreurs locales du calcul E.F., des supports de vérin	86
ANNEXE 8 Caractéristique de glissière	88
ANNEXE 9 Caractéristiques de réducteur GP 32S	89
ANNEXE 10 Caractéristiques de moteur, frein et encodeur	90
ANNEXE 11 Extrait du dépôt de brevet mécanisme de descente	93

Aménagements commerciaux innovants : Étude de mécanisme d'ouverture de porte automatisé en cabine Falcon

Résumé :

Dans un contexte de plus en plus concurrentiel, Dassault aviation est engagé dans une démarche d'amélioration constante de ces aménagements intérieurs.

Ce rapport consiste à suivre le projet d'une conception d'un nouveau mécanisme de porte. Une attention particulière est mise sur le système permettant d'ouvrir une porte commandée depuis le poste de pilotage. Ce système permet de répondre aux dernières exigences des organismes de certification aéronautique. Ce document porte essentiellement sur le caractère technique de ce développement.

Mots clés : Falcon, Complétion, Phases, Entrée, Cabine, Porte, Mécanisme, Actionneur, Pré-dimensionnement, Élément Fini, Critère.

Abstract :

In an increasingly competitive environment, Dassault Aviation is committed to a process of continuous improvement for these interior cabinets.

This report consists to follow the design project of new door mechanism. A special attention is placed on the opening system for a door controlled from the cockpit. This mechanism made to match the latest requirements of aeronautical certification corporation. This document focuses on the technical nature of this development.

Key words: Falcon, Completion, Phases, Entry-way, Cabin, Door, Mechanism, Interface, Actuator, Pre-dimensioning, Finite Element, Criteria.