



**Filipe Jorge
Pestana de Faria**

**Projeto e construção de pórtico rolante para
soldadura robotizada**



**Filipe Jorge
Pestana de Faria**

**Projeto e construção de pórtico rolante para soldadura
robotizada**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor António Manuel de Bastos Pereira, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Dedico este trabalho à minha família e namorada pelo apoio incansável e incentivo constante.

“Obstáculos são os perigos que você vê quando
tira os olhos do seu objetivo”
(Henry Ford)

O júri

Presidente

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Orientador

Prof. António Manuel de Bastos Pereira
Professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Arguente

Prof. Doutor Fábio Jorge Pereira Simões
Professor adjunto da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria

agradecimentos

Gostaria de deixar aqui os mais sinceros agradecimentos a todas as pessoas que permitiram, direta ou indiretamente, a realização deste trabalho.

À Motofil Robotics S.A. pela oportunidade de poder desenvolver este trabalho e em especial aos colaboradores do departamento técnico que sempre estiveram disponíveis para responder às minhas questões.

Ao professor António Manuel de Bastos Pereira pelo acompanhamento, disponibilidade, orientação e motivação que transmitiu.

À Énia Henriques, aos meus pais e irmãos pelo apoio, compreensão e motivação que ao longo do meu percurso académico me deram força nos momentos mais difíceis.

Por fim, a todos os aqueles que, não mencionados, contribuíram para este trabalho, a todos eles os meus sinceros agradecimentos.

palavras-chave

Pórtico de soldadura, soldadura robotizada, soldadura de grandes estruturas, projecto mecânico, balanceamento de soldadura, análise modal de vibrações.

resumo

Este trabalho descreve o processo de elaboração do projeto mecânico e construção mecânica de um pórtico para o suporte de *robots* destinados à soldadura de grandes estruturas metálicas. Com este equipamento, a Motofil Robotics fica dotada de soluções capazes de responder à solicitação dos seus clientes.

Numa primeira fase do projeto foram abordadas as seguintes questões: definição das solicitações que atuam sobre a estrutura e anteprojecto das secções, onde são definidas as dimensões gerais das vigas que irão servir suporte aos *robots*.

A estrutura do pórtico foi modelada em 3D com recurso ao *software* CATIA V5. Tirando partido das capacidades do *software* foi analisado o comportamento dos elementos do pórtico sob ação de cargas estáticas através do método dos elementos finitos e alterada a sua geometria de forma a atingir os apertados critérios de flexão.

Na soldadura de grandes estruturas é frequente recorrer à técnica de balanceamento ou *weaving* dos cordões de soldadura. Esta técnica permite minimizar o número de cordões (passagens) para executar a junta soldada. O movimento de balanceamento é caracterizado por ser um movimento oscilatório que pode transmitir vibrações ao longo da estrutura e provocar o fenómeno de ressonância. Procedeu-se então a uma análise das frequências naturais de vibração e respetivos modos de deformação de forma a garantir a segurança de operação da máquina.

Por fim, executou-se o cálculo dos conjuntos de potência (motor, redutor e pinhão) responsáveis pelos movimentos dos 4 eixos do pórtico.

keywords

Welding gantry, robotic welding, welding large structures, mechanical design, weaving on welding, frequency analysis

abstract

This thesis describes the design and construction of a robotic welding gantry intended to weld large steel structures in order to provide Motofil Robotics with solutions capable to respond it costumers demands.

In the first phase of this thesis were discussed the following issues: definition of loads presents on the structure and definition overall dimensions of the sections that will serve to support the robots.

The 3D modeling of the gantry was done using the CATIA V5 software. Taking advantage the software capabilities the behavior of the structure elements under static loads was analyzed. It served as inputs to apply geometric changes to achieve the small bending criteria.

When welding large steel structures it is often necessary to apply a weaving movement to obtain weld seams with one single pass of the robot. The weaving movement is characterized as an oscillatory movement that can transmit vibrations along the structure and cause resonance phenomenon. Due to this reason the natural frequencies and the vibration modes where simulated to ensure the machine safe operation.

Finally the calculations of the power units (servomotor, gear unit and pinion) responsible for the axis movements were done.

CONTEÚDO

Conteúdo.....	i
Lista de figuras.....	iii
Lista de tabelas.....	v
1.Introdução.....	1
1.1 Objetivos.....	1
1.2 Enquadramento.....	1
2. Revisão do estado de arte.....	3
2.1 Soldadura robotizada de grandes estruturas.....	3
2.2 Vibrações mecânicas.....	9
3.Métodos e modelos.....	13
3.1 Descrição do equipamento.....	13
3.1.1 Eixo OZ.....	14
3.1.2 Eixo Y.....	15
3.1.3 Eixo X.....	16
3.2 Pré-Dimensionamento.....	17
3.3 Modelação 3D e simulação numérica.....	23
3.3.1 Análise estática.....	25
3.3.2 Análise dinâmica.....	35
3.4 Dimensionamento dos elementos mecânicos.....	45
4.Conclusão e trabalhos futuros.....	49
4.1 Conclusão.....	49
4.1 Trabalhos futuros.....	51
5.Bibliografia.....	53
6.Anexos.....	55

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - <i>Robot</i> montado em guias lineares. Fonte: (4).....	5
Figura 2.2 - Coluna com <i>robot</i> . Fonte: (4).....	5
Figura 2.3 - <i>Robot</i> em carro de transporte. Fonte:(3).....	6
Figura 2.4 - Esquema de pórtico de soldadura. Adaptado de:(4)	6
Figura 2.5 - Estratégia de controlo do pórtico apresentada por Olsen <i>et al</i> , 2007. Adaptado de:(6).....	7
Figura 2.6 - Tocha usada no processo Tandem (a) e corte transversal da tocha (b). Fonte:(7) .	8
Figura 2.7 - Pórtico de soldadura multi-eixos. Fonte:(5)	9
Figura 3.1 - Representação genérica do pórtico rolante de soldadura	13
Figura 3.2 - Representação do Eixo Z	14
Figura 3.3 – Representação do Eixo Y	15
Figura 3.4 - Representação do Eixo X.....	16
Figura 3.5- Esquema geral do pórtico de soldadura	18
Figura 3.6 - Esquema estático para o cálculo do eixo Y	20
Figura 3.7 - Perfil retangular oco	21
Figura 3.8 - Esquema estático do eixo X.....	22
Figura 3.9 – Posição dos eixos Y na viga principal do Eixo X.....	22
Figura 3.10 - Modelo da viga e condições de fronteira	25
Figura 3.11 - Pormenor da malha utilizada.	26
Figura 3.12 - Deslocamentos normais da viga X.....	26
Figura 3.13 - Tensões de Von Misses da viga X.....	26
Figura 3.14 - Modelo 3D viga Y	27
Figura 3.15 - Deslocamentos normais eixo Y.....	27
Figura 3.16 - Modelo 3D inicial do pórtico.....	28
Figura 3.17 - Malha do modelo 3D do pórtico	29

Figura 3.18 - Deslocamentos normais da estrutura, simulação 1.....	30
Figura 3.19 - Representação vetorial do deslocamento na extremidade da coluna Z.....	31
Figura 3.20 - Viga do eixo Y com reforços	31
Figura 3.21 - Tensão de corte de uma secção retangular sujeita a torção. Fonte:(16)	32
Figura 3.22 - Deslocamentos Normais, simulação 2.....	33
Figura 3.23 - Montagem viga Y e coluna Z.....	34
Figura 3.24 - Deslocamentos normais, simulação 3	34
Figura 3.25 - Exemplo de movimentos <i>de</i> balanceamento de soldadura. Adaptado de: (18)...	35
Figura 3.26 - Junta de canto. Fonte: (20).....	36
Figura 3.27 - Movimento da tocha durante o balanceamento. Adaptado de: (20)	37
Figura 3.28 - Esquema de <i>weaving</i> . Adaptado de:(21).....	37
Figura 3.29 - Esquema de posição dos <i>robots</i>	39
Figura 3.30 - Aplicação de massas virtuais dos <i>robots</i>	40
Figura 3.31 - Massa e inércia do <i>robot</i>	40
Figura 3.32 - Modos naturais de vibração, simulação 1.....	41
Figura 3.33 - Malha deformada a 8,68Hz, simulação 1 (vista segundo A na figura 3.30).....	41
Figura 3.34 - Frequências naturais, simulação 2	42
Figura 3.35 - Malha deformada a 8,80 Hz, simulação 2 (vista segundo A na figura 3.30).....	42
Figura 3.36 - Frequências naturais, simulação 3	43
Figura 3.37 - Malha deformada a 9Hz, simulação 3 (vista segundo A na figura 3.30)	43
Figura 3.38 - Reforço da viga principal.....	44
Figura 3.39 - Frequências naturais, simulação 4	45
Figura 3.40 - Malha deformada a 11,4Hz, simulação 4	45
Figura 3.41- Velocidade de acionamento dos eixos.....	46
Figura 4.1- Pórtico em construção.....	50
Figura 4.2 - Solução final apresentada na feira internacional SCHWEISSEN & SCHNEIDEN (2013) em Essen, Alemanha. Fonte:(1)	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Características do aço estrutural S235. (12).....	19
Tabela 3.2 - Qualidade dos elementos da malha.....	30
Tabela 3.3 - Seleção do tipo e qualidade do dentado em função da velocidade. Fonte: (10)....	48
Tabela 3.4 - Elementos de potência dos eixos OX, OY e OZ	48

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho insere-se no Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, que se realiza numa parceria entre o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e a empresa Motofil Robotics S.A.

Pretende-se com este trabalho a realização do projeto de um pórtico de soldadura automatizada para estruturas de grandes dimensões. Irão ser apresentadas soluções para os constrangimentos inerentes a este tipo de equipamento, nomeadamente a propagação de vibrações à estrutura durante o processo de soldadura e também a precisão posicional requerida para a utilização de *robots* industriais.

1.1 OBJETIVOS

A empresa Motofil Robotics S.A. desenvolve uma vasta gama de produtos para a indústria automóvel e aeroespacial no que concerne ao desenvolvimento de equipamentos para soldadura automatizada, no entanto, no sector metalomecânico pesado existem um conjunto de obstáculos tecnológicos que não permitiram, até ao momento, explorar este mercado.

No presente projeto pretende-se dar resposta a esta situação e desenvolver um pórtico para a indústria metalomecânica pesada que solucione as seguintes questões:

- Combinação entre as dimensões do pórtico e a precisão dimensional requerida à execução das soldaduras.
- Contemplar em termos de projeto problemas relacionados com a análise estrutural, metrologia de componentes, controlo de vibrações provocadas por solicitações dinâmicas e controlo de posição dos *robots* com recurso a cremalheiras e servomotores.

Com este trabalho pretende-se estender a utilização desta tecnologia à indústria pesada, criando novas oportunidades de negócio à Motofil Robotics S.A, através da entrada num segmento de mercado onde não existe uma definição clara de produto, pelo que é necessária uma solução que seja rapidamente adaptável às necessidades de cada cliente.

1.2 ENQUADRAMENTO

Nos nossos dias, com a crescente necessidade de aumentar a produtividade dos processos industriais, melhorar as condições de trabalho dos colaboradores e fazer face à escassez de trabalhadores qualificados, a indústria metalomecânica pesada tem evoluído no sentido de introduzir na sua cadeia de produção soluções que incorporam sistemas automatizados e a área de soldadura não tem sido uma exceção.

Existem no mercado alguns equipamentos automatizados dedicados à soldadura de grandes estruturas, nomeadamente na indústria naval, contudo, estas não são ainda amplamente utilizados quer pela sua complexidade e custo quer por apresentarem uma série de limitações relativamente a processos mais convencionais.

A Motofil Robotics, fundada em 1981, sediada em Ílhavo- Aveiro é uma empresa moderna que se dedica ao fabrico de equipamentos na área de robótica industrial, tecnologicamente evoluídos, para sectores como a indústria automóvel, aeronáutico, mobiliário, utensílios, entre outros.(1)

A gama de equipamentos produzidos pela Motofil Robotics para soldadura robotizada é diversa e com um grau de padronização relativamente pequeno, tendo no entanto desenvolvido a capacidade e flexibilidade de personalizar e inovar os seus produtos de acordo com as necessidades dos seus clientes.

2. REVISÃO DO ESTADO DE ARTE

2.1 SOLDADURA ROBOTIZADA DE GRANDES ESTRUTURAS

O desenvolvimento da soldadura robotizada avançou de uma forma impressionante desde os primórdios dos *robots* nos anos 60 do século XX e é hoje uma das maiores áreas de aplicação para os *robots* industriais. (2)

A pesquisa e o desenvolvimento de *robots* industriais remonta aos anos de 1950 quando se verificaram avanços no campo das máquinas controladas por comando numérico. O primeiro protótipo de um *robot* industrial foi colocado em operação pela Ford em 1961 e realizava trajetórias relativamente simples denominadas de ponto a ponto (PTP – *point to point*). Eram principalmente usadas no manuseamento de peças sendo que logo de seguida surgiram aplicações para soldadura, nomeadamente soldadura por pontos. (2)

Os primeiros *robots* usavam atuadores hidráulicos, no entanto, a procura de aplicações em soldadura por arco elétrico levaram ao desenvolvimento de atuadores elétricos servocontrolados. Em 1973 a ESEA (atual ABB *Robotics*) apresentou um robot com acionamento completamente elétrico que foi aplicado, com sucesso, em soluções de soldadura por arco e por pontos, todavia era ainda aplicado o controlo da trajetória PTP. (2)

Apesar deste desenvolvimento a geração de trajetórias de uma tocha de soldadura em coordenadas cartesianas era ainda um problema que necessitava de ser resolvido para que os *robots* pudessem ser usados em soldadura de uma forma eficiente e capaz de executar movimentos sem solavancos no espaço 3D. Na altura os controladores não possuíam ainda poder computacional suficiente para desempenhar percursos complexos como interpolações circulares pelo que a estratégia para uma maior precisão consistia na utilização de movimentos lineares ao longo da junta a soldar, cuja distancia entre pontos podia ser variável dependendo da geometria da peça. (2)

A aplicação de posicionadores servocontrolados para movimentar as peças a soldar ocorreu nos anos 80 e aumentou o número de aplicações robotizadas pois estes permitiam uma melhor orientação das peças para maior acessibilidade que resultou num aumento significativo da produtividade e da qualidade das juntas soldadas. Ao mesmo tempo os *robots* começaram a ser aplicados em sistemas móveis nomeadamente pórticos e pistas lineares. Os movimentos dos *robots* e dos posicionadores servocontrolados eram realizados de uma forma coordenada que, todavia, era ainda em geral limitada por ser realizada de maneira independente em oposição à verdadeira integração do ponto de vista da soldadura onde a trajetória da tocha é gerada pela coordenação de todos os eixos. (2)

A fase seguinte da robótica deu-se com a introdução do controlo computadorizado dos *robots* que permitiu o aparecimento de novos sistemas de controlo de trajetória contínua (CP – *Continuous Path*). Isto permitiu uma melhor performance no geral mas o aspeto mais importante seria a possibilidade do utilizador definir o sistema de coordenadas a utilizar para

os diferentes movimentos e que necessitam de modelos cinemáticos complexos para os executar.

Nos anos 90 assistiu-se à generalização da soldadura robotizada e durante esses anos a tecnologia mostrou-se ser cada vez mais robusta, com melhores performances e funcionalidades. Os periféricos como as fontes de alimentação ou alimentadores de fio seguiram também o desenvolvimento da robótica permitindo maior qualidade e produtividade. Nesta década a maior evolução a destacar é, no entanto, o aparecimento de *softwares* que permitiam a simulação dos movimentos dos *robots* e a programação *off-line*. Isto permitiu uma programação orientada para o objeto e a análise detalhada das tarefas executadas pelo *robot*, oferecendo uma plataforma para a sua otimização, o que não seria possível por outros métodos (2)

A viragem do século trouxe consigo uma evolução contínua dos controladores e aplicações da robótica mas o verdadeiro salto deve-se à integração de periféricos como os leitores de visão 2D e 3D bem como outros sensores de forma a tornar os *robots* mais flexíveis e autónomos. Os sensores são o modo de lidar com problemas de precisão no posicionamento e, na soldadura por arco, são usados para a localização e seguimento de junta e também para o controlo dos parâmetros da fonte de potência e alimentadores de fio. (2)

Em suma, o desenvolvimento de *robots* industriais pode oferecer, nos nossos dias, uma solução verdadeiramente confiável para o fabrico da maioria das construções soldadas onde se incluem as estruturas de grandes dimensões.

Existem muitos fatores que influenciam a capacidade dos fabricantes de grandes estruturas metálicas de permanecerem competitivos. O aumento da competição entre fabricantes, a cada vez menor disponibilidade de mão-de-obra especializada ou o maior salário do soldador e a necessidade de atingir tempos de produção cada vez menores tem sido o motor de desenvolvimento de novas tecnologias para a soldadura de grandes estruturas metálicas.

Até há bem pouco tempo, a soldadura de grandes estruturas, como são os casos de equipamentos de movimentação, construção de pontes e construção naval tem sido realizada com recurso à soldadura manual ou com pequenos sistemas automatizados específicos para cada aplicação.

A soldadura manual é altamente flexível em termos de capacidade de adaptação a diferentes tamanhos e geometrias, no entanto é caracterizada por elevados custos (mão de obra), baixa produtividade e qualidade variável.

Os sistemas automatizados desenvolvidos para aplicações específicas são capazes de soldar com elevadas cadências e alta repetibilidade mas, no entanto, são pouco flexíveis pelo que possuem utilização limitada. (3)

Muitos conceitos têm sido apresentados quando se trata de soldar grandes estruturas. Quando as peças são muito grandes para a área de trabalho dos *robots* ou quando um *robot* não consegue alcançar alguns pontos de soldadura são utilizadas estruturas periféricas para a movimentação e posicionamento dos *robots* como sistemas de guias lineares, pórticos, colunas, entre outros. (4)

Os *robots* montados em sistemas de guias lineares (figura 2.1) apresentam como vantagens a capacidade de se poder movimentar rapidamente o *robot* para a área a soldar, a possibilidade de conjugar vários *robots* no mesmo espaço, no entanto, estão limitados a realizar soldaduras relativamente próximas das guias lineares.

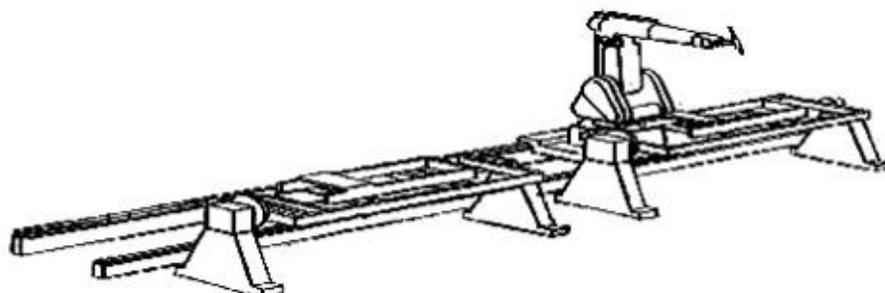


Figura 2.1 - Robot montado em guias lineares. Fonte: (4)

Os sistemas em coluna (figura 2.2) permitem fixar o *robot* numa posição elevada relativamente ao solo, com altura fixa ou variável. Uma coluna tem como vantagem o facto de ocupar pouco espaço na área fabril e normalmente é utilizada em conjugação com outros sistemas de posicionamento das peças a soldar como posicionadores orbitais ou mesas em H.

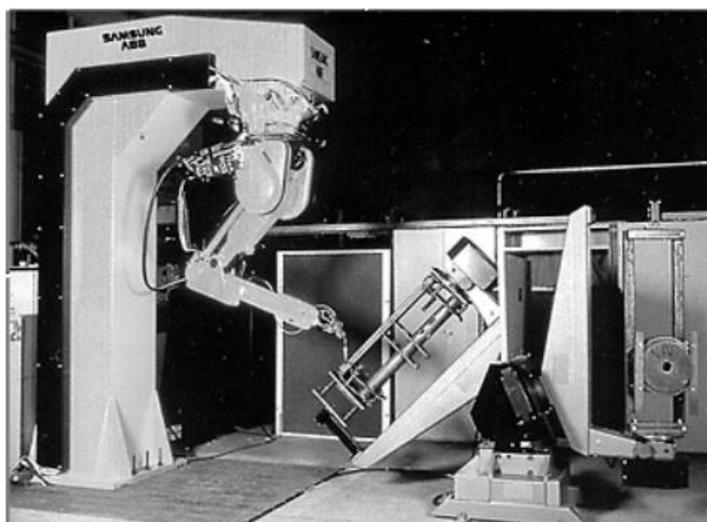


Figura 2.2 - Coluna com robot. Fonte: (4)

Conceitos inovadores para alargar a área de ação do *robot* têm também surgido como *robots* posicionados em plataformas que funcionam como veículo de transporte no chão da fábrica (figura 2.3). Esta abordagem permite uma grande liberdade no posicionamento na área de fabrico mas depende de um sistema de visão bastante complexo para constantemente verificar e corrigir a posição relativa à peça. (3)

Os pórticos de soldadura consistem essencialmente numa estrutura em aço aplicada na área fabril, onde os *robots* estão suspensos sobre a região de trabalho e invertidos (figura 2.4)



Figura 2.3 - Robot em carro de transporte. Fonte:(3)

Os pórticos podem estar fixos ao solo ou então sobre carris que possibilitam a sua movimentação. Este tipo de estrutura permite conjugar muitas das vantagens dos sistemas apresentados anteriormente como a capacidade de soldar peças de diferentes tamanhos e geometrias, o rápido posicionamento do *robot* em qualquer ponto relativamente à peça.

Os *robots* suspensos viabilizam que sejam criadas áreas de trabalho muito grandes, normalmente só limitadas pelos edifícios fabris ou pelo investimento necessário à criação da estrutura do pórtico.

Nos pórticos de soldadura podem ser aplicados um ou mais *robots* havendo a possibilidade de integrar vários elementos móveis capazes de transportar os *robots* em toda a extensão das vigas bem como o posicionamento em altura variável com a aplicação de colunas acionadas por servomotores.

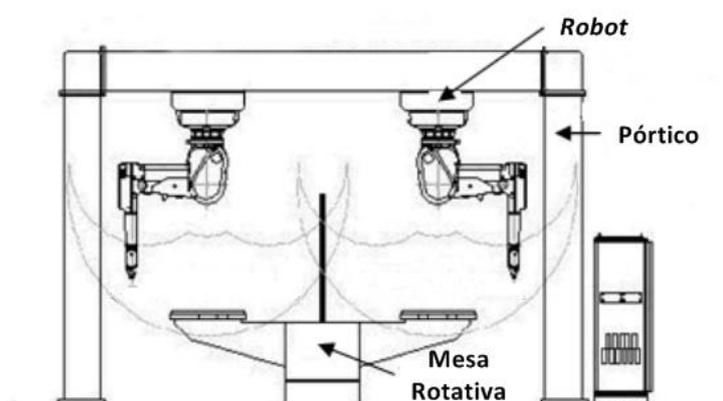


Figura 2.4 - Esquema de pórtico de soldadura. Adaptado de:(4)

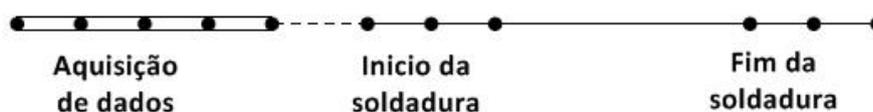
Realmente, os pórticos apresentam-se como uma das melhores soluções para a automatização da soldadura de grandes estruturas, todavia apenas recentemente esta solução começou a ser aplicada em ambientes industriais. A razão desta situação prende-se com o facto da maioria das construções soldadas de grande envergadura não estar associada à produção em série mas sim a pequenas séries na casa das centenas, dezenas ou até mesmo a peças únicas como é o caso da indústria naval.(5)

A criação de programas de soldadura para cada peça ou séries de peças torna-se uma tarefa complexa e com elevado tempo de implementação, com o recurso à programação *in-line*, onde o técnico tem de ajustar para cada peça a trajetória do *robot* bem como os parâmetros de soldadura tendo como referencia a peça física.

Nos anos recentes muito trabalho tem sido realizado para tornar os sistemas de soldadura cada vez mais flexíveis através da programação *off-line*. Com a generalização do uso de sofisticados programas 3D CAD/CAM combinados com a possibilidade de simular os movimentos dos *robots* os programas podem ser criados e testados apenas com modelos virtuais. (2)

A construção naval tem sido a grande impulsionadora na utilização de pórticos para a soldadura robotizada, pois novos regulamentos de segurança e projetos tecnicamente mais exigentes têm levado grandes empresas deste sector a mudar a metodologia de produção. Os métodos de produção são agora mais modernos e aproximam-se do método *just-in-time* pela adoção do pré-fabrico de subconjuntos usando processos de soldadura automatizada que posteriormente são montados para formar a estrutura de um navio. (5)

Hoje, a maioria dos *softwares* de controlo dos *robots* permite a sincronização de múltiplos eixos externos, o que abre a porta a que todos os eixos do equipamento, e não apenas os do *robot*, contribuam para a trajetória e velocidade da tocha. O movimento de um pórtico é tipicamente menos preciso do que um braço robótico e normalmente durante funcionamento são geradas forças que provocam oscilações. Para lidar com o problema têm sido criadas diversas estratégias e algumas passam pela criação de algoritmos avançados para descrever e controlar os movimentos de todos os eixos (Olsen *et al*, 2007) em que o processo de soldadura é dividido em tarefas chave como, aquisição de dados, início de soldadura e fim de soldadura (figura 2.5). Estas são consideradas etapas críticas relativamente à precisão pelo que durante as mesmas os eixos do pórtico estão imóveis sendo apenas utilizados movimentos do manipulador para as executar. Durante o restante cordão todos os eixos contribuem para a trajetória da tocha. (6)



**Figura 2.5 - Estratégia de controlo do pórtico apresentada por Olsen *et al*, 2007.
Adaptado de:(6)**

O desenvolvimento de novos sensores e métodos para a detecção da posição precisa das peças e juntas a soldar, como sensores laser e câmaras de visão industrial tem também desempenhado um papel fundamental no aumento da utilização destas estruturas. Os sensores podem ser integrados em processos externos ao controlador do *robot* e em tempo real enviar instruções para a correção da trajetória no caso de serem detetados problemas com os limites das juntas, singularidades nos movimentos dos *robots* ou até mesmo a recuperação da soldadura em caso de colisão. (2)

O investimento necessário para a aplicação de um pórtico é um dos grandes obstáculos para as empresas pelo que qualquer incremento na velocidade de soldadura pode ter grandes efeitos nos tempos de produção e custos e, conseqüentemente, contribuir para uma amortização mais rápida do investimento. Novos processos de soldadura em larga escala têm surgido como o caso da tecnologia *Tandem* (figura 2.6) que consiste na utilização de dois fios soldadura alimentados a alta velocidade, estabelecendo o arco com a peça de forma independente mas num único banho de fusão.

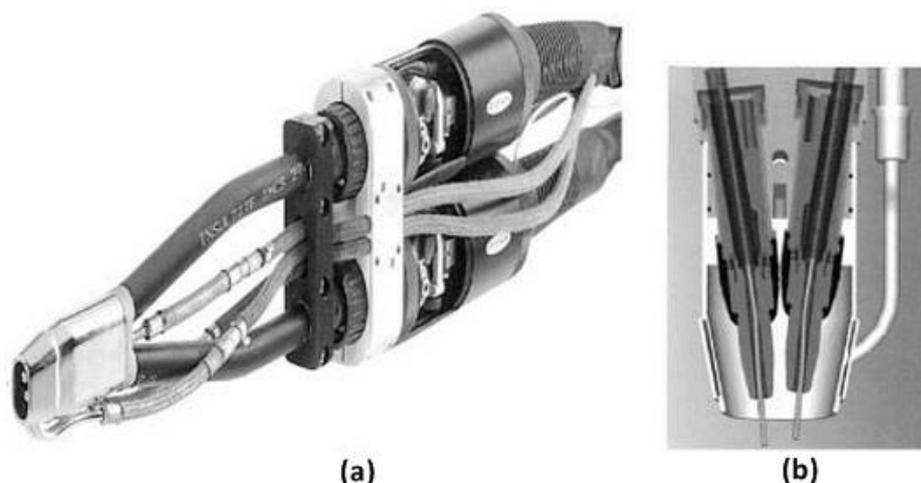


Figura 2.6 - Tocha usada no processo Tandem (a) e corte transversal da tocha (b).
Fonte:(7)

Os dois electrodos são isolados um do outro de forma que o modo de transferência possa ser ajustado de forma independente. Tipicamente um electrodo funciona em modo de arco contínuo e outro em modo de arco pulsado. Este processo permite grande flexibilidade na forma de adição de material que pode ser otimizada para aumentar a velocidade de soldadura, taxas de deposição de material bem como menor ocorrência de projeções.

Esta variante de soldadura por arco é capaz de altas velocidades de soldadura, 1,5 a 2x superiores à velocidade de um processo com fio único. Em algumas aplicações é capaz de atingir velocidades de soldadura de 3,8m/min e taxas de deposição de material de 19kg/h. (7)

Por estas razões cada vez mais empresas procuram integrar os pórticos (figura 2.7) como solução para o aumento de produtividade dos seus processos, havendo conseqüentemente,

por parte dos fabricantes de equipamentos de soldadura, um esforço no sentido de apresentar aos seus clientes soluções que vão de encontro às suas necessidades.

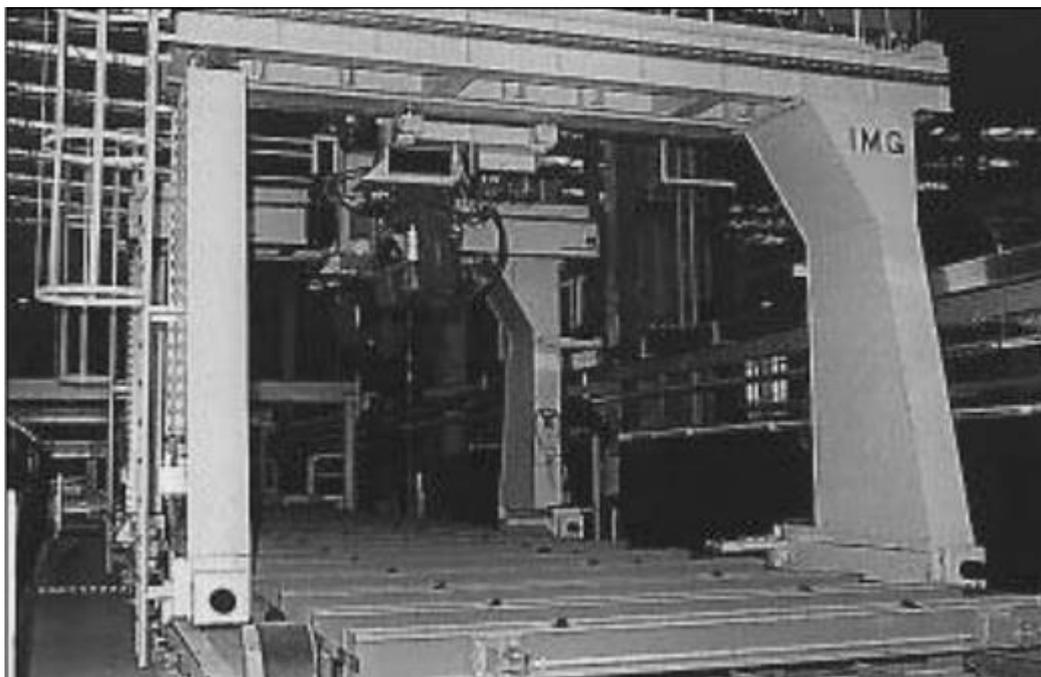


Figura 2.7 - Pórtico de soldadura multi-eixos. Fonte:(5)

2.2 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

O uso de modelos virtuais para prever o comportamento dinâmico de máquinas de precisão pode ser uma grande ajuda para os fabricantes na redução substancial do tempo e custo no desenvolvimento de novos equipamentos.

Em todos os ramos da engenharia, o fenómeno das vibrações tem sido medido principalmente para responder a duas questões:

- Determinar os níveis de vibrações de uma estrutura nas condições normais de operação
- Validar modelos teóricos ou previsões

Graças a avanços no poder de computação atual, a determinação desses parâmetros pode ser feita de uma forma rápida e eficaz.

A análise modal experimental (EMA, *Experimental Modal Analysis*) é hoje a principal ferramenta no campo das vibrações. Este método foi primeiramente usado nos anos 40 do passado século, tendo sido aplicado no comportamento dinâmico de estruturas de aviões. O teste modal é definido como sendo o processo de caracterização da resposta dinâmica de uma estrutura em termos de modos de vibração. (8)

A maioria dos *softwares* CAD disponibiliza ferramentas para a realização da análise modal dos componentes e conjuntos. Esta análise permite obter as frequências naturais, valores

próprios (*eigenvalues*) e os modos de deformação associados também chamados de vetores próprios (*eigenvectors*). (8)

A verificação dos modos de vibração segue as seguintes etapas:

1. Medir as propriedades de resposta de um dado sistema
2. A extração das propriedades modais (frequências) e vetores
3. Definição de um modelo matemático apropriado que descreva, com um certo grau de exatidão, algumas características do sistema original

A análise modal assume que a estrutura vibra na ausência de qualquer excitação por meio de forças externas ou que possui qualquer amortecimento, pelo que, os modos de vibração podem ser vistos como a forma da estrutura levar ao cancelamento entre as forças de inércia e a rigidez da estrutura para uma dada vibração. Para um sistema livre não amortecido as equações diferenciais de movimento podem ser expressas pela seguinte equação: (9)

$$[m]\{x''(t)\} + [k]\{x(t)\} = 0 \quad (1)$$

Onde $[m]$ representa a matriz da massa, $[k]$ a matriz de rigidez e $\{x(t)\}$ o vetor de deslocamento para cada modo de vibração. As vibrações elásticas podem ser vistas como séries de sobreposições de vibrações harmônicas simples pelo que a solução da equação diferencial (1) tem a seguinte forma:

$$\{x(t)\} = \{u\}\cos(\omega t - \varphi) \quad (2)$$

Na equação diferencial $\{u\}$ corresponde à amplitude, ω à frequência de vibração e φ uma constante arbitrária a ser determinada. Substituindo a equação (2) na equação (1) temos:

$$[k]\{u\} - \omega^2[m]\{u\} = 0 \quad (3)$$

Para uma solução diferente de zero de $\{u\}$ a condição necessária e suficiente é:

$$\det(k_{ij} - \omega^2 m_{ij}) = 0 \quad (4)$$

A solução irá ser uma função polinomial de grau n em ω^2 . Esta função corresponde às frequências naturais do sistema e possui a seguinte forma:

$$\omega^{2n} + a_1\omega^{2(n-1)} + a_2\omega^{2(n-2)} + \dots + a_{n-1}\omega^2 + a_n = 0 \quad (5)$$

em que a_1, a_2, \dots, a_n , correspondem aos vetores próprios do sistema.

Assumindo que as matrizes $[m]$ e $[k]$ do sistema são positivas e simétricas pode-se provar que todas as raízes da equação da frequência são positivas e que correspondem às frequências naturais do sistema. Assume-se que estas são diferentes umas das outras, isto é, não existem raízes múltiplas, podendo assim ser ordenadas por sequência, da mais pequena para a maior: $\omega_1^2 < \omega_2^2 < \dots < \omega_n^2$. (9)

Como na análise modal não são consideradas solicitações nem coeficientes de amortecimento, os deslocamentos calculados são pouco significativos. Esta informação é, no entanto, importante pois indica as áreas que se irão mover relativamente a outras no subconjunto. (9)

A maior parte dos *softwares* expõe as frequências naturais por ordem crescente, em que o primeiro representa o menor nº de ciclos/s na qual a estrutura tende a maximizar a energia cinética. Por conseguinte, a estrutura vibra em torno dos locais mais rígidos, ou seja, nas zonas com menor rigidez, levando a altas deformações locais e consequentemente a debilidades estruturais. (8)

O conhecimento do projetista de quais as zonas da estrutura que apresentam uma rigidez menor para uma dada frequência torna-se numa ferramenta valiosa para prever e adaptar o comportamento do equipamento quando em funcionamento.

3.1.1 EIXO OZ

O eixo Z está integrado nos carros e compreende uma coluna vertical onde é acoplado o braço robótico Fanuc Arc Mate ® 100ic bem como a chapa de ligação do eixo aos carros. (figura 3.2).

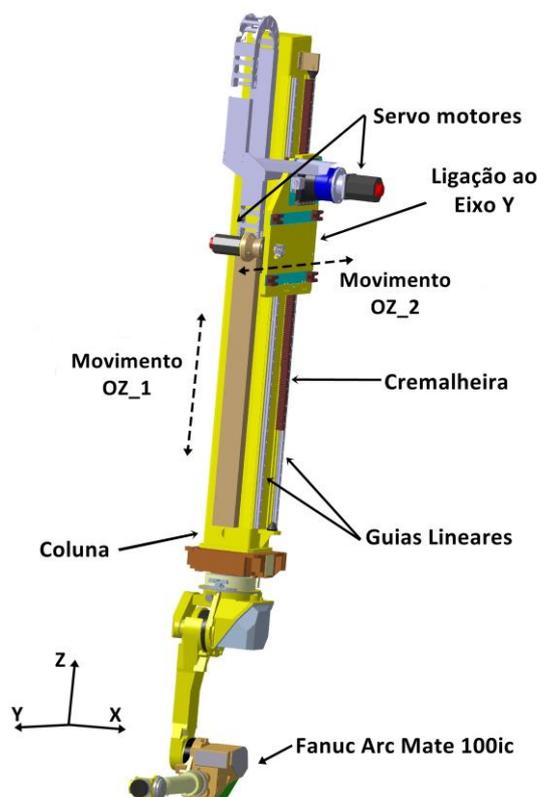


Figura 3.2 - Representação do Eixo Z

Este conjunto tem como principal função suportar o braço robótico e permitir movimentos verticais (direção OZ₁), horizontais (direção OZ₂) ou interpolações de ambas as direções, visto que o acionamento é realizado por servomotores ligados a sistemas de pinhão/cremalheira de grande precisão. A conjugação de todos os elementos permite dotar o pórtico de uma grande versatilidade nos tipos de estruturas a soldar, podendo tirar partido dos 3600mm de altura útil ao solo.

A coluna do Eixo Z foi objeto de estudo apenas numa fase final do dimensionamento, relativamente ao comportamento sob cargas dinâmicas, dado que esta será principalmente solicitada pela inércia do *robot* em movimento. Este componente é de grande importância para que no produto final se garanta uma grande precisão no posicionamento do braço robótico.

No desenho do eixo começou-se por definir a área de secção mínima necessária para suportar os esforços a que a estrutura está sujeita em funcionamento. Para o efeito considerou-se o cenário em que a coluna estaria o mais junto ao solo possível.

3.1.2 EIXO Y

O Eixo Y compreende a viga que suporta o Eixo Z entre as vigas principais. Cada um destes eixos Y permite que os *robots* sejam posicionados em qualquer ponto dos 10000mm de vão existente entre as cabeceiras (figura 3.3).

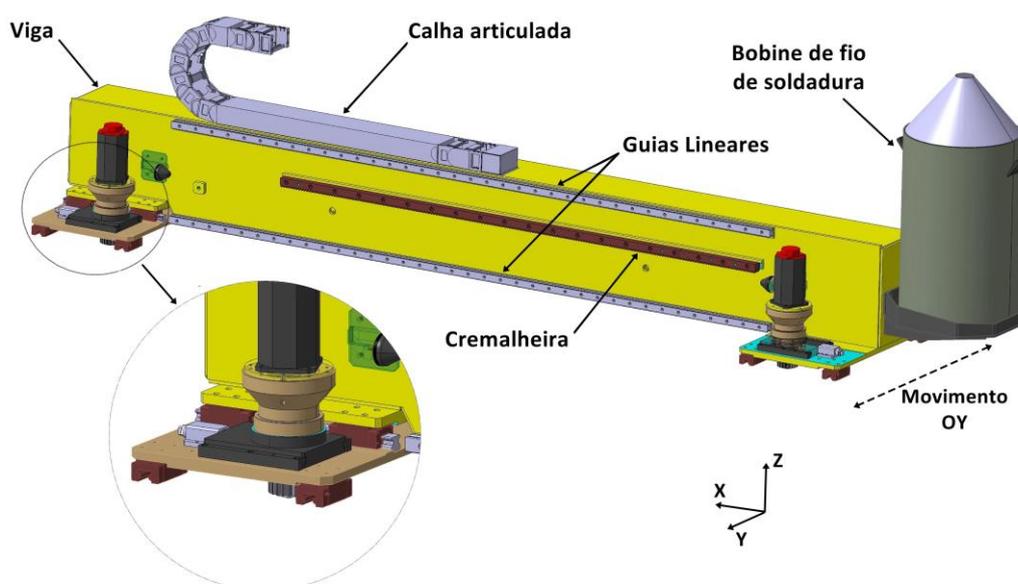


Figura 3.3 – Representação do Eixo Y

As vigas são obtidas por construção soldada através da ligação de uma chapa quinada em forma de “U” com a chapa frontal, de maior espessura, onde estão aplicadas as guias lineares e cremalheiras. Estas servem de ligação ao Eixo Z e permitem que, com a estrutura principal parada, se possa posicionar os braços robóticos em diferentes coordenadas na direção OX . Esta característica dota o pórtico de uma maior versatilidade no tipo de peças a que se destina este produto, pois será indicado para efetuar soldaduras quer em estruturas médias (até 3000mm de comprimento) como em estruturas de grande dimensão. O pórtico é posicionado em carris pelo que o comprimento de trabalho, X , é teoricamente ilimitado.

O Eixo Y é movimentado por dois servomotores, apoiados em chapas soldadas nas extremidades da viga. O pormenor da figura 3.3 mostra uma das extremidades da viga em que se aplicou um suporte com um grau de liberdade na direção paralela à viga. A aplicação deste tipo de suporte prende-se com a absorção de pequenas deformações que normalmente ocorrem por variações de temperatura, que eventualmente poderiam por em causa a integridade estrutural e consequentemente a precisão no posicionamento dos *robots*, assim como erros na construção da estrutura.

Nas vigas estão também apoiadas as bobinas de fio de soldadura através de suportes aparafusados na lateral. Esta solução permite posicionar as bobinas numa zona de fácil acesso, podendo estas serem rapidamente substituídas. O fio de soldadura, bem como outros cabos, são conduzidos até ao *robot* através de calhas articuladas, especialmente posicionadas para acompanhar todos os movimentos dos eixos.

3.1.3 EIXO X

A estrutura principal do pórtico de soldadura, constituída pelas vigas principais, vigas secundárias, pilares e cabeceiras, percorre o eixo OX (figura 3.4). Toda a estrutura está suportada por duas cabeceiras, obtidas por construção soldada, que foram equipadas com rodas de aço para que toda a estrutura seja posicionada sob carris. O posicionamento da estrutura é feito através de um conjunto servomotor/reductor, equipado com um pinhão que conectado a uma cremalheira permite um posicionamento muito preciso.

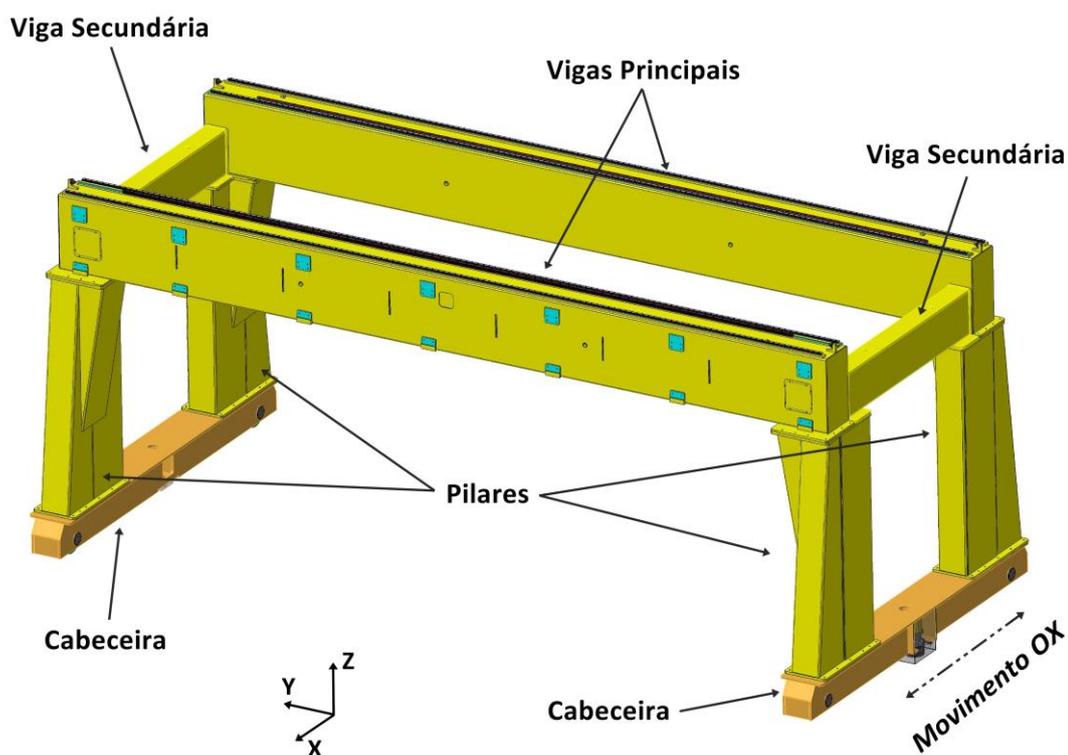


Figura 3.4 - Representação do Eixo X

A decisão da forma geral da estrutura, 4 pilares interligados por vigas, teve como objetivo obter uma estrutura com elevada rigidez à torção nas direções de trabalho OX, OY e OZ .

O vão existente entre os pilares (10m) torna o pórtico extremamente flexível relativamente às estruturas que está apto a soldar, no entanto representou um desafio em termos de projeto

devido ao requisito da existência de uma flexão máxima na ordem de 1 mm na extremidade do *robot*. Todos os elementos foram projetados de forma a minimizar a flexão nas vigas principais que são as maiores contribuidoras para a flexão da estrutura.

As vigas principais são em construção soldada de chapa quinada. Nas vigas foram soldadas chapas, que posteriormente maquinadas, são usadas como planos de posicionamento de todas as estruturas e componentes, tais como cremalheiras e trilhos de guias lineares.

3.2 PRÉ-DIMENSIONAMENTO

O projeto do pórtico desenrolou-se em duas fases, a primeira de pré-dimensionamento em que são analisados os esforços e tensões para determinar as secções mínimas das vigas, de acordo com as regras de construção metálica vigentes em Portugal, os Eurocódigos, e uma segunda fase, após ter sido escolhido o perfil de viga, para validar as opções tomadas com recurso ao *software* CAD CATIA V5R21.

O projeto implicou o dimensionamento das vigas principais do eixo X e do eixo Y segundo os critérios de resistência, que limita a tensões máximas da estrutura, e segundo o critério da rigidez que diz respeito aos deslocamentos máximos.

Dada a natureza do produto apresentado será dada uma maior atenção ao critério da rigidez dado que a precisão de posicionamento é uma condição essencial para o bom funcionamento do pórtico.

O Eurocódigo 3 (EC3) para estruturas de aço define dois estados limite, o estado limite último (ELU), que corresponde à ruína da estrutura e o estado limite de serviço (ELS), que na prática consiste na falha da estrutura em cumprir a função para a qual foi projetada. Para cada estado limite o EC3 define fatores de segurança, estando o primeiro mais direcionado para o cálculo de estruturas de engenharia civil. (10)

Para o cálculo das vigas é essencial definir os esforços que nela atuam. Os esforços são encontrados tendo em conta as seguintes solicitações:

1. Cargas estáticas que atuam na estrutura quando esta se encontra imobilizada, considerando a posição mais desfavorável.
2. Cargas dinâmicas originadas pelo movimento dos eixos. (11)

O produto apresentado destina-se à utilização em espaços fechados (pavilhões industriais) pelo que, será apenas considerado o peso próprio de toda a estrutura na determinação das solicitações estáticas e excluindo outras ações como, por exemplo, o caso do vento.

Todos os cálculos são efetuados assumindo que os elementos móveis se encontram na posição mais desfavorável. Na determinação das cargas dinâmicas serão tidos em conta os efeitos originados por forças de inércia devida às acelerações e desacelerações nos movimentos de translação.

Para o dimensionamento do pórtico foram definidas as dimensões gerais da estrutura, que apresenta uma distância entre pilares, o denominado vão de 10000mm, a altura ao solo de 3600mm, a distância entre rodas de 4400mm e uma distância entre vigas de 3500mm (figura 3.5)

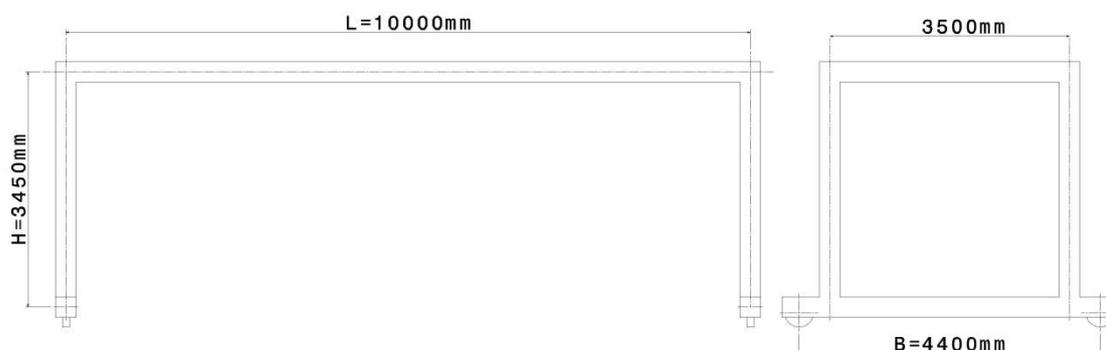


Figura 3.5- Esquema geral do pórtico de soldadura

Para este tipo de estrutura é necessário garantir a estabilidade da mesma e para tal há que cumprir as seguintes condições:

$$B \geq \frac{H}{2,5} \quad (6)$$

$$B \geq \frac{L}{5} \quad (7)$$

em que B é a distância entre os eixos das rodas da cabeceira e L é o vão. De facto, as duas condições verificam-se, o que significa que não são gerados momentos capazes de capotar o pórtico desde que as reações nos apoios sejam positivas. (11)

Para a construção do pórtico, por razões económicas, considerou-se o uso de chapa quinada e soldada em aço estrutural de acordo com a norma EN 10025-2, classe S235. Dado que o principal requisito é a pequena deformação da estrutura, não faria qualquer sentido utilizar um aço de maior resistência pois o módulo de elasticidade seria sensivelmente o mesmo. Para efeitos de cálculo tomaram-se as características descritas na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Características do aço estrutural S235. (12)

S235	
Tensão de cedência f_y [Nmm ⁻²] ⁽¹⁾	235
Tensão de rotura f_u [Nmm ⁻²] ⁽¹⁾	360
Módulo de Elasticidade E [Nmm ⁻²]	210000
Módulo de Corte G [Nmm ⁻²]	81000
Coefficiente de Poisson em regime elástico ν	0,3

De acordo com o EC3 deve-se projetar um elemento estrutural com uma determinada margem de segurança, pelo que são definidos coeficientes parciais de segurança γ_M , de forma a garantir um determinado nível de fiabilidade. Na verificação do estado limite último, o EC3 estipula $\gamma_M = 1,25$, pelo que será este o valor utilizado na fase de projeto. (10)

Naturalmente, dada a aplicação e as solicitações da estrutura, apenas faz sentido efetuar cálculos de resistência à flexão, que se apresentam a seguir. Com o procedimento pretende-se determinar as secções necessárias para os elementos da estrutura e foram apenas consideradas as vigas do eixo Y e as vigas do eixo X:

- *Eixo Y*

Para o cálculo das forças é estimado que o eixo Z possua uma massa de cerca de 1000kg, já tendo em conta a massa do braço robótico, dos servomotores, de acordo com a informação dos fabricantes, e considerando massas aproximadas para a coluna de elevação e outros elementos de suporte, tendo por base aplicações similares em equipamentos da Motofil. A carga está distribuída em 2 pontos que representam os patins das guias lineares, a uma distância mínima por questões de atravancamento, $d = 400\text{mm}$. A figura 3.6 apresenta o esquema estático da viga do eixo Y, utilizado no pré-dimensionamento, em que $L = 3500\text{mm}$ é o comprimento entre apoios da viga (ver figura 3.5). Para as ligações entre a viga Y e a viga principal do eixo X considerou-se que uma das extremidades possui um apoio duplo que representa a ligação aparafusada e a outra está simplesmente apoiada, pois, como referido no capítulo anterior, optou-se por uma das extremidades com um grau de liberdade na direção perpendicular à viga principal.

⁽¹⁾ Para espessuras $\leq 40\text{mm}$

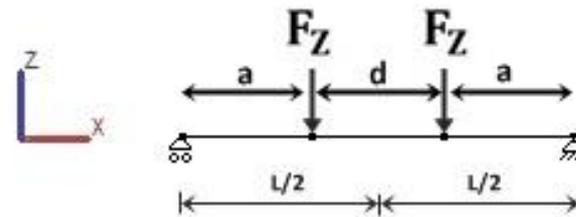


Figura 3.6 - Esquema estático para o cálculo do eixo Y

Assim, para $F_z \approx 10kN$, o momento máximo da viga é dado por:(11)

$$M_y = \gamma_M \times \frac{F_z}{2} \times \left(\frac{L-d}{2}\right) = 9,68kN.m \quad (8)$$

e o módulo de flexão necessário, atendendo um coeficiente de segurança de 1,5 vem:(11)

$$W_y > \frac{M_y}{\frac{f_y}{1,5}} \Leftrightarrow W_y > \frac{1,5 \times 9,68 \times 10^6}{235} \Leftrightarrow W_y > 61,79 \times 10^3 mm^3 \quad (9)$$

É verificada também a flexa máxima admissível, que segundo o critério do estado limite de serviço, é dada por: (10)

$$\delta_v = \frac{L}{300} \quad (10)$$

Na estrutura projetada a flexa máxima admissível terá de ser muito reduzida, quando comparada com outro tipo de estruturas como pórticos de elevação de cargas ou edifícios, e dada a função que este produto irá desempenhar, que requer uma elevada precisão posicional, admitiu-se uma flexa máxima de 0,5mm.

Para uma viga simplesmente apoiada com duas cargas aplicadas em posições equidistantes dos apoios a equação da deformada é dada por:

$$\delta = \frac{Fa}{6EI_y} (3x^2 + a^2 - 3Lx) \quad (11)$$

Naturalmente, a flexão é máxima na secção de viga entre os pontos de aplicação das cargas, em $x = \frac{L}{2}$, sendo o segundo momento de área, I_y , obtido a partir de:

$$\delta_{x=\frac{L}{2}} = \frac{Fa}{6EI_y} \left(a^2 - \frac{3}{4}L^2\right) \Leftrightarrow I_y = 83,5 \times 10^6 mm^4 \quad (12)$$

De acordo com o pré-dimensionamento a viga terá de cumprir com os critérios $W_y \geq 61,79 \times 10^3 \text{mm}^3$ com base nas tensões e $I_y \geq 83,5 \times 10^6 \text{mm}^4$ para o requisito de flexa máxima. O segundo critério é claramente determinante para as dimensões da secção mínima a utilizar pelo que a seleção recaiu sobre um perfil retangular oco devido à sua boa resistência à flexão, bem como por constrangimentos de projeto, nomeadamente a aplicação dos suportes do eixo Z.

Usando como referência o valor do segundo momento de área determinou-se as dimensões do perfil retangular oco, apresentado na figura 3.7.

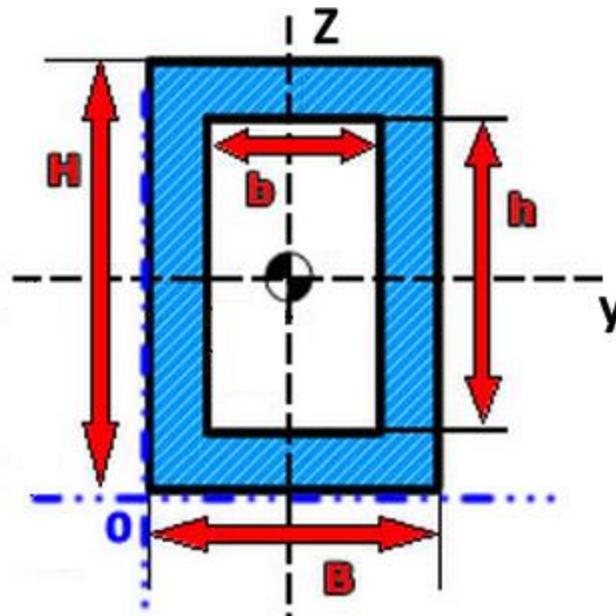


Figura 3.7 - Perfil retangular oco

A equação seguinte estabelece a relação entre o momento de inércia e as dimensões do perfil proposto:

$$I_y = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \quad (13)$$

considerando uma espessura de parede de chapa de 10mm e uma largura $B = 200\text{mm}$ podemos determinar o valor mínimo da altura H para atingir o momento de inércia pretendido. Logo temos:

$$I_y \geq 83,5 \times 10^6 \text{mm}^4 \Leftrightarrow \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \geq 83,5 \times 10^6 \Leftrightarrow H \geq 257,5\text{mm} \quad (14)$$

- Eixo X

Para a viga principal do eixo X, considerou-se da mesma forma que para o eixo Y, a utilização de um perfil retangular oco.

Os cálculos apresentados anteriormente para o eixo Y permitiram determinar a massa aproximada dos elementos que irão ser suportados pela viga resistente. Assim, tendo em conta que a viga Y tem um comprimento de $3,5m$, que corresponde a uma massa de $240kg$, e o eixo Z uma massa de $1000kg$, a carga equivalente para cada um dos conjuntos dos eixos Y + Z é de $1240kg$, aplicada em 2 dois pontos (um em cada viga principal).

Os cálculos relativos ao eixo X têm por base o esquema estático representado na figura 3.8, em que $L = 10000mm$, $d = 1800mm$ e $F_{Y/Z} = 12,4kN$. O diagrama apresentado é realista pois, de facto, as extremidades da viga estão assentes no pilar que tem liberdade de rotação segundo x dado que os carris e as rodas permitirão este movimento.

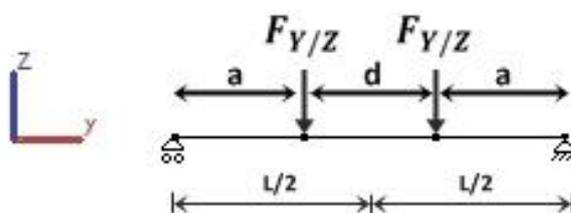


Figura 3.8 - Esquema estático do eixo X

A distância, d , consiste na menor distância possível entre os apoios das vigas dos eixos Y de forma a impedir a colisão entre os braços robóticos (figura 3.9). Os valores apresentados representam os dois eixos Y posicionados o mais próximo possível do centro da viga X, sendo este o ponto onde a flexa e momento fletor serão maiores.

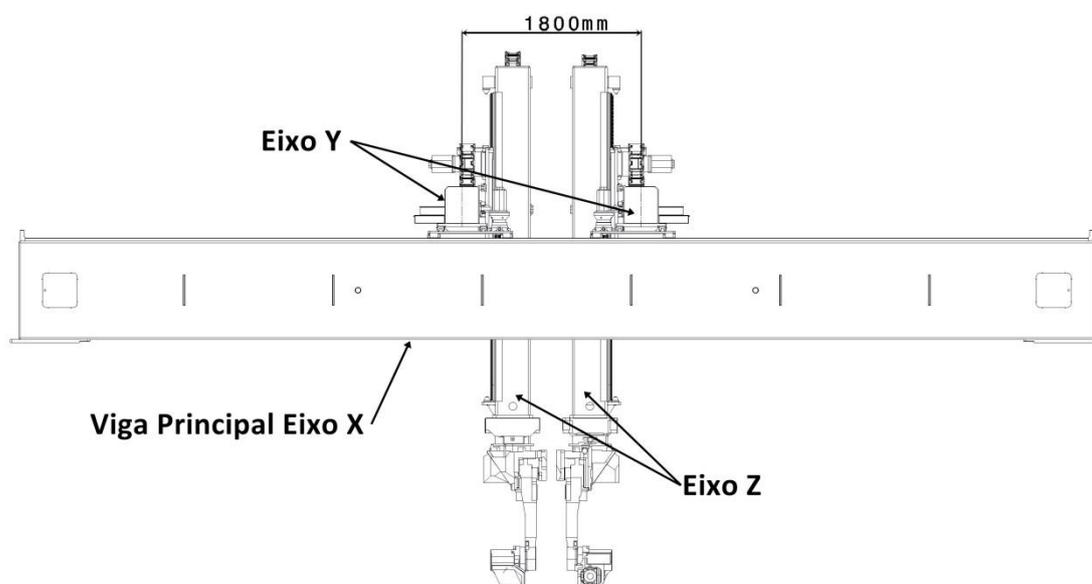


Figura 3.9 - Posição dos eixos Y na viga principal do Eixo X

O momento máximo e o módulo de flexão mínimo da viga do eixo X foram calculados de forma análoga ao já efetuado para o eixo Y. Os valores obtidos a partir das equações (8) e (9) foram, respetivamente, $M_x = 31,78 \text{ kN.m}$ e $W_x \geq 202,85 \times 10^3 \text{ mm}^3$.

Segundo o mesmo critério seguido para a viga do eixo Y, definiu-se uma flexa máxima para a viga principal do eixo X de 0,5mm.

Para o cálculo do momento de inércia da viga recorreu-se à equação (12) que, de forma a cumprir o requisito apresentado anteriormente, tem um valor de $I_x \geq 2347,9 \times 10^6 \text{ mm}^4$.

Através da equação (14) calcularam-se as dimensões mínimas necessárias para a viga principal que segue o esquema apresentado na figura 3.8. Considerando uma largura $B = 500 \text{ mm}$ e uma espessura de chapa de 10mm determinou-se uma altura $H \geq 799,5 \text{ mm}$.

Os perfis aqui dimensionados dizem respeito a secções retangulares direitas que no entanto, por questões comerciais da empresa Motofil, serão efetuadas em chapa quinada soldada. Naturalmente, a soldadura provoca empenos nas vigas e, por isso, foi selecionada uma espessura de chapa que, não sendo demasiado fina, melhora esse aspeto.

No dimensionamento de estruturas mecânicas o EC3 determina uma verificação das secções em relação a cada um dos modos de ruína associados aos diferentes esforços tais como o momento fletor, esforços de corte e torção. No presente trabalho decidiu-se não efetuar a verificação, dado que, para o pré-dimensionamento não se considerou a flexa máxima proposta pelo EC3, de acordo com o estado limite de serviço, mas sim um valor cerca de 70 vezes menor, o que resulta num sobredimensionamento da estrutura. (11)

3.3 MODELAÇÃO 3D E SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A Motofil é um empresa que apresenta no processo de desenvolvimento dos seus produtos uma componente tecnológica muito elevada. No projeto das estruturas é utilizado o *software CATIA V5* para a modelação 3D e 2D. A utilização deste tipo de ferramentas permite, de uma forma rápida e intuitiva, avaliar a interação entre todos os componentes dos equipamentos.

Neste capítulo pretende-se demonstrar o processo de validação dos principais componentes da estrutura do pórtico, partindo dos pressupostos da fase de pré-dimensionamento.

Nos nossos dias a maior parte dos programas CAD (*Cad Aided Design*) possuem funcionalidades que permitem efetuar a simulação do comportamento das estruturas sob o efeito de cargas pelo método dos elementos finitos. Desta maneira podemos prever, de forma fiável, o comportamento das estruturas nas condições para as quais são projetadas.

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método de análise que consiste, de uma forma genérica, na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos, mantendo as mesmas propriedades do meio original. Esses pequenos elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos. É utilizado para analisar cargas, tensões e deslocamentos, sendo uma ferramenta extremamente valiosa no desenvolvimento

de construções, determinando o seu comportamento estrutural e garantindo que não haverá falhas nas condições possíveis de solicitação. (13)

Devido à sua rapidez de cálculo e custo relativamente baixo, constitui uma ferramenta essencial para o desenvolvimento de projetos de engenharia e investigação.

A compreensão das tensões e dos deslocamentos presentes nos principais elementos estruturais, provocado pelas forças resultantes, são de grande importância na fase projeto de forma a garantir o bom funcionamento do equipamento.

Numa primeira análise, são simulados carregamentos estáticos. Esta análise tem como objetivo avaliar principalmente os deslocamentos presentes nas vigas de forma a garantir os requisitos de precisão posicional dos *robots*. Admite-se um erro máximo de posicionamento de 1mm. Numa segunda análise, são realizadas várias simulações para avaliar o comportamento dinâmico da estrutura devido às cargas dinâmicas provocadas pela inércia durante os movimentos executados pelos *robots*. Esta última é de particular importância devido à finalidade do produto pois, dado que se destina a soldar grandes estruturas, torna-se muitas vezes necessário realizar soldaduras onde o *robot* descreve um movimento em *weaving* (balanceamento ou “zig zag”) o que pode induzir vibração na estrutura.

Dados os requisitos apresentados, optou-se por realizar um processo iterativo na determinação da estrutura, em que se inicia com a solução do pré-dimensionamento, procedendo-se posteriormente à simulação do carregamento da estrutura. Analisados os resultados determina-se a necessidade, ou não, de alterações tais como o aumento da secção ou adição de reforços, sendo realizado uma vez mais uma simulação do carregamento da estrutura. Este processo iterativo termina quando são atingidos os requisitos do projeto.

O procedimento de otimização aqui adotado tem como principais desvantagens o facto de poder gerar um grande número de ciclos de iterações, dado que a evolução entre iterações depende fortemente da experiência do projetista e do grau de complexidade da estrutura.

Alguma literatura consultada apresenta como alternativas o recurso a *software* de simulação como o *ABAQUS* ou o *ANSYS* em que são introduzidos algoritmos de otimização de forma. Este processo permite obter estruturas que cumpram os objetivos de resistência ou flexão com o mínimo de material possível, no entanto são processos que requerem elevados recursos computacionais bem como um elevado tempo na definição do problema e dos critérios de paragem das iterações, para já não falar no elevado custo do *software*. Este processo de otimização de forma apresenta-se como particularmente relevante para o desenvolvimento de produtos em série em que a poupança de material pode representar elevadas vantagens monetárias e de qualidade. No presente trabalho considerou-se que as vantagens da utilização deste método seriam pequenas, dado que se trata de um equipamento único onde a massa final do produto tem pouca relevância na sua funcionalidade ou na obtenção de vantagens competitivas face a concorrentes.

3.3.1 ANÁLISE ESTÁTICA

Viga Eixo X

Para o estudo recorreu-se ao módulo *Generative Sctructural Analysis* presente no *CATIA V5* que nos permite, a partir das características estruturais definidas no ambiente 3D analisar os componentes do produto e, determinar as suas qualidades estruturais antes de serem fabricadas.

De seguida é apresentado o modelo utilizado para a viga do eixo X, em que na definição 3D são utilizadas as dimensões $B=500\text{mm}$, $H=800\text{mm}$ e uma espessura de chapa de 10mm determinados na secção anterior.

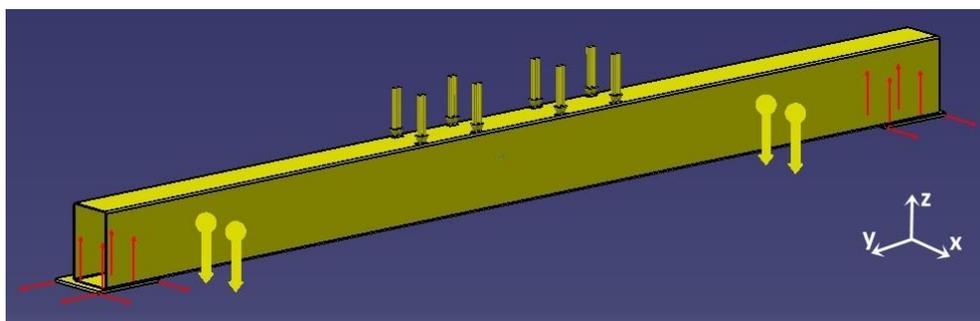


Figura 3.10 - Modelo da viga e condições de fronteira

Na figura 3.10 pode-se visualizar o modelo usado na simulação e as condições de fronteira aplicadas à estrutura. Nas extremidades da viga são soldadas duas chapas que servem de apoio da viga nos pilares. Para adequar a simulação ao cálculo analítico do capítulo anterior uma das chapas de suporte nos pilares possui restrições de deslocamento nas direções x, y e z, enquanto a outra apenas nas direções x e z, encontrando-se livre na direção y. Em ambos os suportes todas as rotações são livres. É considerada também uma aceleração de $9.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ aplicada em toda a viga, de forma a que o efeito do próprio peso seja considerado. As forças são aplicadas na parte superior da viga em 8 pontos que representam os patins dos dois eixos Y nas guias lineares e tem uma magnitude de 12,4kN.

Esta simulação tem como intuito validar os resultados do cálculo analítico realizado anteriormente, sendo que a determinação da flexão total da estrutura será realizada mais adiante neste mesmo capítulo.

Na simulação foi utilizada uma malha do tipo tetraédrica linear de 10mm (figura 3.11), constituída por 1932788 elementos que perfazem um total de 610403 nós.

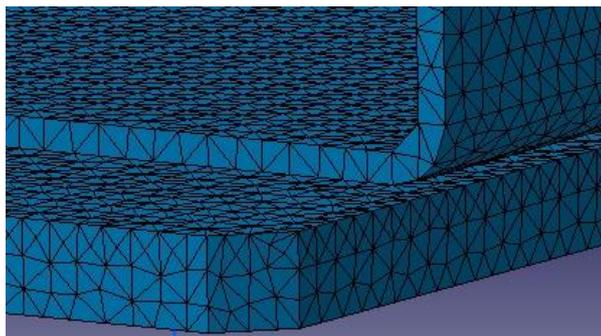


Figura 3.11 - Pormenor da malha utilizada.

Na figura 3.12 pode-se observar os deslocamentos normais da estrutura. Como seria expectável os deslocamentos máximos situam-se no centro da viga cujo valor máximo é de 0,496mm, o que valida as dimensões da viga obtidas através do cálculo analítico.

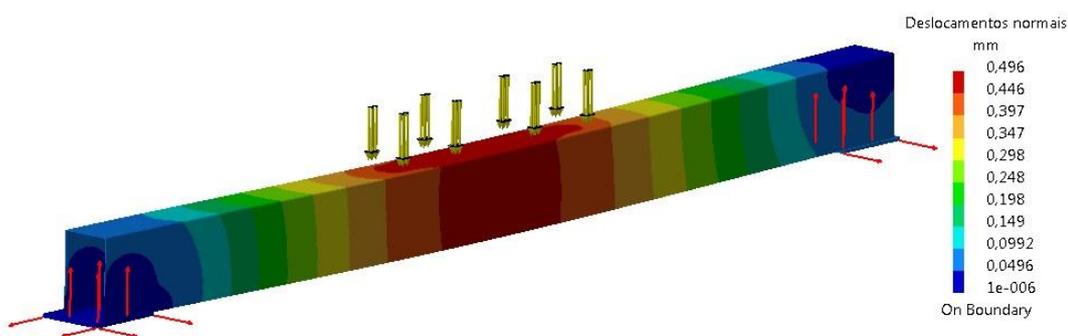


Figura 3.12 - Deslocamentos normais da viga X

Os valores de tensão de Von Mises presentes na viga são apresentados na figura 3.13, sendo que as tensões máximas se registam na zona de ligação entre a chapa de suporte e o perfil oco retangular. Dado o sobredimensionamento devido ao critério de flexão máxima apresentado na secção anterior as tensões na viga ficam significativamente abaixo da tensão de cedência para o material escolhido, não havendo por isso risco de ocorrência de deformação plástica.

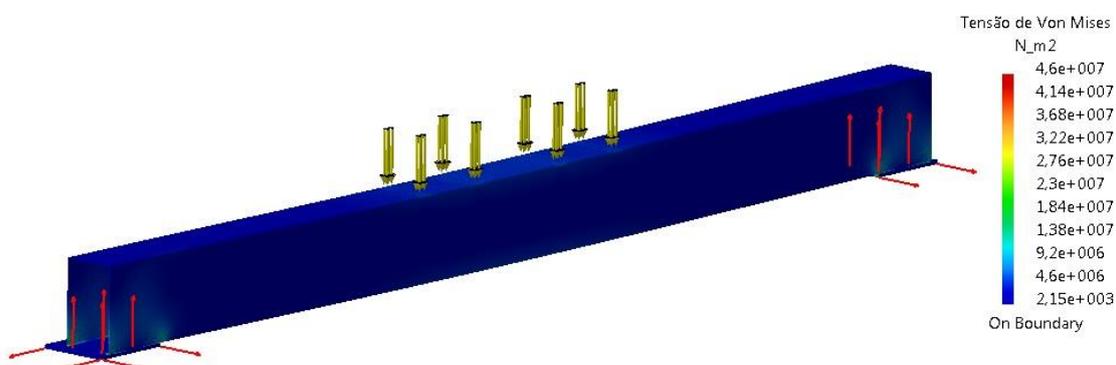


Figura 3.13 - Tensões de Von Mises da viga X

Viga do Eixo Y

A análise pelo método dos elementos finitos foi também executada para a viga do eixo Y. Na figura 3.14 está representado o modelo 3D da viga. Para a definição da viga utilizou-se as dimensões $B = 200\text{mm}$, $H = 260\text{mm}$ e uma espessura de chapa de 10mm, determinadas pelo cálculo analítico.

Como condições de fronteira aplicou-se restrições de deslocamento análogas ao realizado para a viga X em que um dos apoios é restringido nas 3 direções e o outro apenas nas direções z e y. É aplicada uma carga distribuída de 10kN em 4 pontos da face lateral que representa a força exercida pelo eixo Z e também uma aceleração de 10mms^{-2} para que seja considerado o próprio peso da viga.

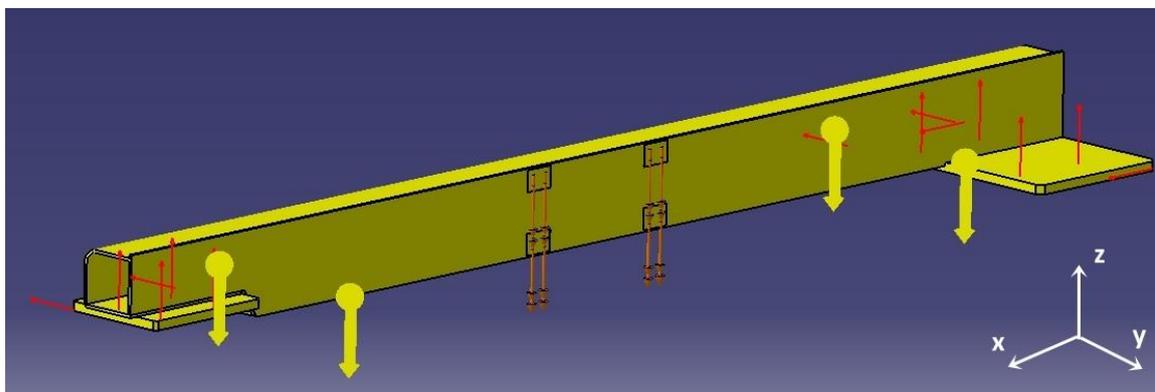


Figura 3.14 - Modelo 3D viga Y

Na simulação utilizou-se uma malha elementos do tipo tetraédrica linear de 10mm com 313672 elementos e 95247 nós.

Os resultados dos deslocamentos normais (figura 3.15) confirmam que o critério de flexa máxima de 0,5mm é cumprido dado que o valor de deslocamento máximo situa-se nos 0,20mm. A diferença entre o cálculo analítico e a simulação prende-se com o facto da chapa da lateral da viga onde será suportado o eixo Z possuir uma espessura de 16 mm que não foi considerada no cálculo analítico. Esta opção prende-se com a necessidade se obter um suporte com uma rigidez superior pela circunstância da carga de 10kN ser aplicada apenas na face lateral e não no topo da viga.

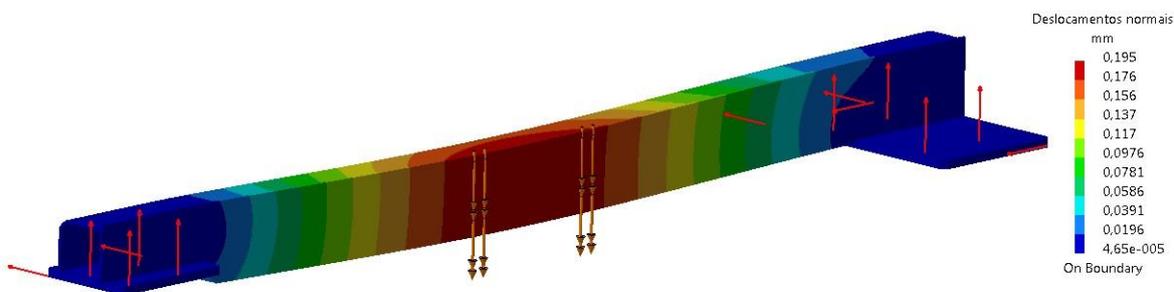


Figura 3.15 - Deslocamentos normais eixo Y

Estrutura Completa- Simulação 1

Até esta fase do dimensionamento tomaram-se apenas os elementos que compõem as vigas dos eixos X e Y por se considerar que estes são os que mais contribuem para a deformação total da estrutura. Na análise MEF das vigas, as ligações entre as vigas e os respetivos suportes não possuem restrições à rotação em todas as direções, no entanto estas ignoram as rotações resultantes da propagação das cargas pelos componentes, nomeadamente aos pilares. Como estamos perante um estrutura tipo pórtico e a distância entre pilares $L = 10000\text{mm}$ essas ocorrências podem ser significativas na flexa total.

Para analisar esta situação simulou-se o comportamento do pórtico sob ação do peso dos componentes a incluir no pórtico. Na definição dos esforços utiliza-se como referência a massa dos manipuladores de 150kg para cada unidade e uma massa combinada de 1000kg, distribuída na viga X, para os componentes como bobines de fio de soldadura, servomotores, esteiras de cabos e guias lineares, tendo por base a experiência em equipamentos similares da equipa de projeto da Motofil.

O modelo utilizado (figura 3.16) compreende a primeira versão dos principais elementos do pórtico (vigas principais, pilares, cabeceiras, vigas do eixo Y e colunas do eixo Z).

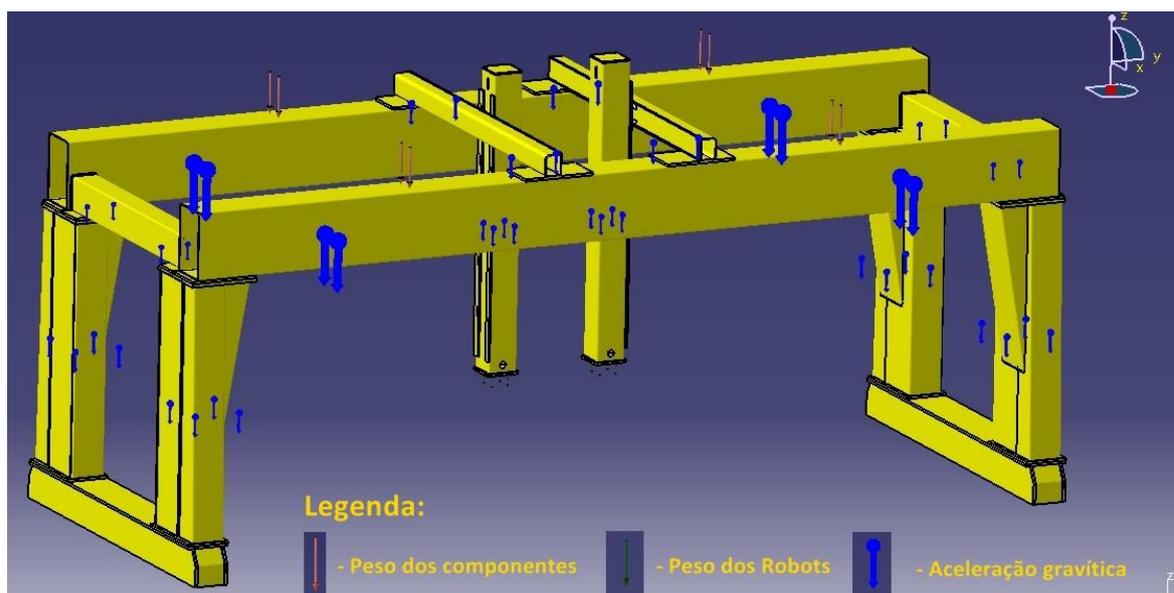


Figura 3.16 - Modelo 3D inicial do pórtico

No modelo aplica-se uma aceleração de 10mms^{-2} em todos os elementos no sentido de considerar o efeito do próprio peso. Na extremidade da coluna do eixo Z é aplicada uma força vertical de 1500N que representa a massa nos manipuladores. Em toda a extensão da face superior das vigas principais é aplicada uma carga de 10kN representativa dos dispositivos a incorporar na solução final referidos anteriormente.

O *software* utilizado permite realizar simulações de montagens de peças, no entanto é necessário definir as condições de fronteira entre todos os elementos de forma a eliminar singularidades no cálculo da matriz de rigidez da estrutura. Estas condições são específicas

para a análise pelo método MEF dado que na montagem dos componentes apenas se definem restrições geométricas de contacto, de posição relativa e de rotação relativa entre as peças.

As ligações entre as cabeceiras/pilares, pilares/vigas principais, vigas principais/vigas secundárias e pilares/vigas secundárias são tidas como ligações aparafusada em que é criada uma ligação na fronteira entre os dois corpos que se irá comportar como se fosse um corpo único em que não é tida em conta a deformação elástica das regiões de fronteira (*Fastened Connection Property*, CATIA V5). Os elementos da fronteira são então considerados como infinitamente rígidos. (14)

As restantes ligações entre as vigas Y/vigas principais e viga Y/coluna do eixo Z tomam-se como uniões elásticas. Este tipo de ligação comporta-se também como se as peças fossem aparafusadas, no entanto, é considerada a deformação elástica aproximada das ligações (*Fastened Spring Connection Property*, CATIA V5). A razão da escolha deste tipo de acoplagem deve-se ao facto de estes eixos estarem ligados a sistemas de potência e às peças que os irão suportar, o que naturalmente leva a uma menor “rigidez” na distribuição dos esforços. (14)

A malha usada para a simulação é do tipo tetraédrica parabólica, cujo tamanho varia entre os 200 e os 500mm. Esta escolha por elementos de malha de grande dimensão relativamente à espessura deve-se à necessidade de grandes recursos computacionais para gerar a simulação da estrutura completa. Esta realidade pode levar ao aparecimento de elementos com elevados rácios de aspeto e de outros fatores de forma que aumentam a imprecisão da representação do modelo (figura 3.17) e tem uma contribuição negativa sobre a convergência das soluções. (15)

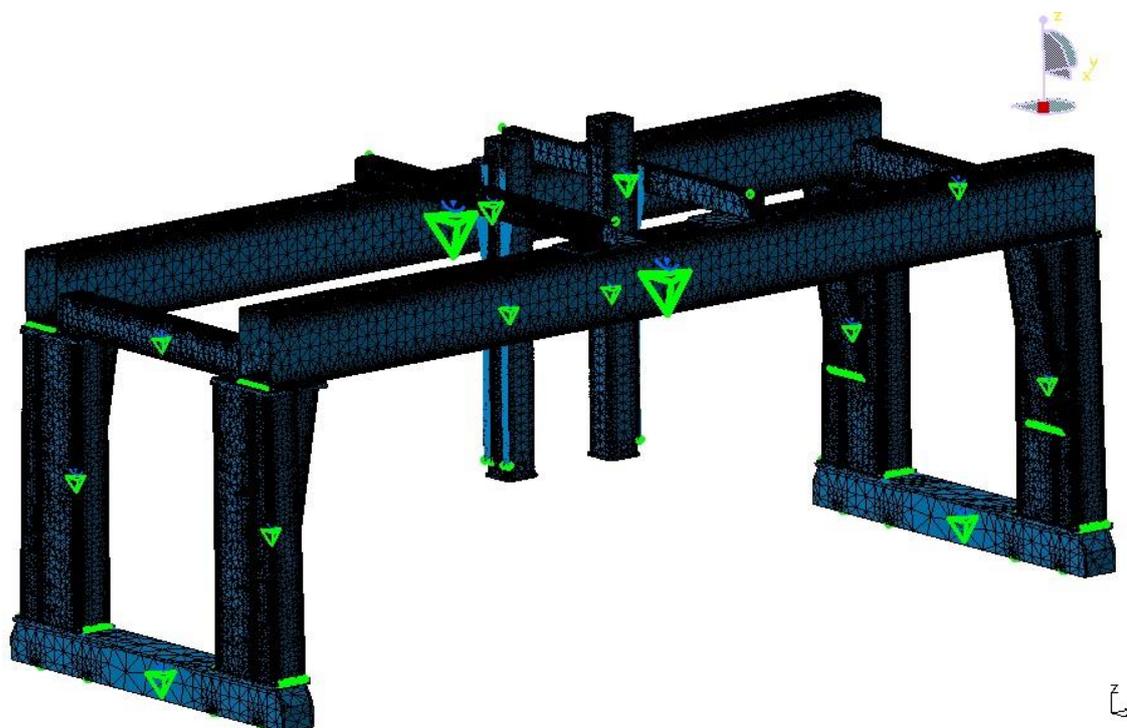


Figura 3.17 - Malha do modelo 3D do pórtico

Para colmatar o efeito do tamanho de malha procedeu-se a reduções locais do tamanho de malha em regiões curvas e outras de geometria mais complexa. A malha utilizada nas simulações possui um total de 17360 nós e 89090 elementos.

A maior parte dos softwares comerciais como o *CATIA V5 R19*, possui funções que, de forma rápida, permitem realizar análises qualitativas da malha. Na tabela 3.2 consta um resumo da qualidade dos elementos usados na simulação, classificados com os critérios bom, fraco e mau.

Tabela 3.2 - Qualidade dos elementos da malha

Criterion	Good	Poor	Bad	Worst	Average
Stretch	830635 (89,60%)	96390 (10,40%)	0 (0,00%)	0,071	0,506
Shape Factor	790934 (85,32%)	134414 (14,50%)	1677 (0,18%)	0,046	0,521
Aspect Ratio	534726 (57,68%)	309605 (33,40%)	82694 (8,92%)	19,069	2,869

Os resultados dos deslocamentos normais (figura 3.18) da estrutura sujeita às cargas indicam que o objetivo de flexão total de 1 mm não é conseguido dado que o deslocamento máximo na extremidade da coluna do eixo Z é de 1,93mm.

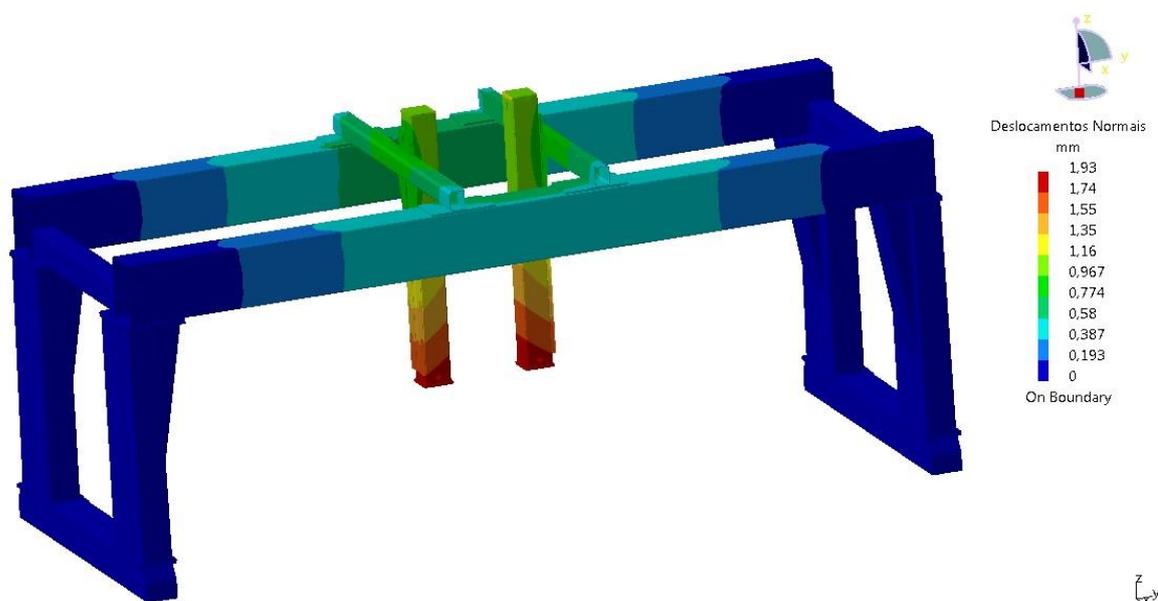


Figura 3.18 - Deslocamentos normais da estrutura, simulação 1

Os resultados expostos na figura 3.18 apresentam o valor normal do deslocamento, ou seja, a resultante de todas as direções. Como seria expectável o valor máximo ocorre na extremidade da coluna do eixo Z resultante da flexão de todas as peças constituintes da estrutura.

Com uma análise mais detalhada, recorrendo à representação vetorial do deslocamento (figura 3.19), observa-se na extremidade da viga do eixo Z que uma parte considerável do

total é causada pelo facto da viga no eixo Z estar apoiada na face lateral e não no eixo médio da viga do eixo Y, provocando um momento torsor no perfil da viga.

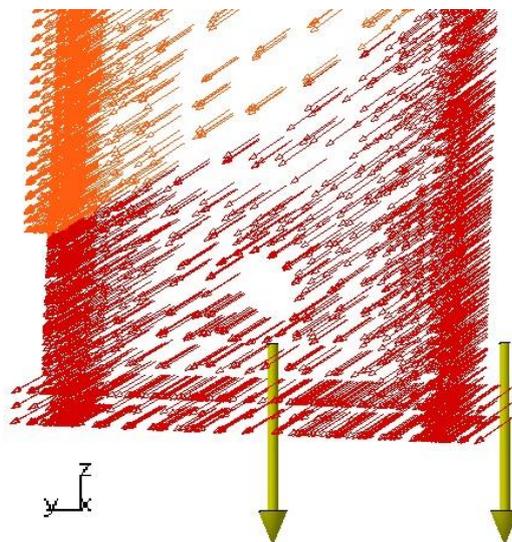


Figura 3.19 - Representação vetorial do deslocamento na extremidade da coluna Z

Estrutura Completa- Simulação 2

Em resultado da análise anterior procedeu-se à alteração do perfil da viga Y, aumentando a secção para as dimensões $B = 300$, $H = 400\text{mm}$ e mantendo a espessura da chapa em 10mm.

Para limitar as deformações devidas ao momento torsor gerado pelo desalinhamento da coluna do eixo Y decidiu-se aplicar 3 reforços internos à viga de maneira a contrariar essa rotação (figura 3.20).

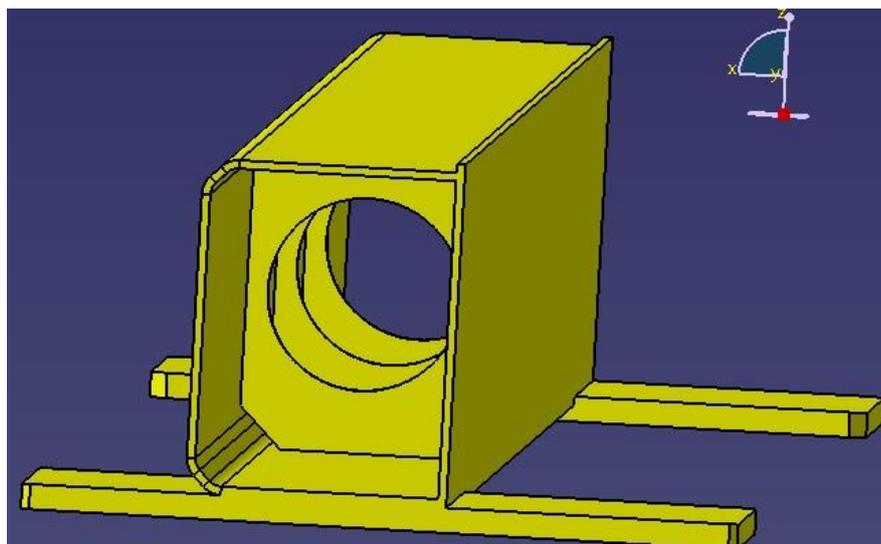


Figura 3.20 - Viga do eixo Y com reforços

Os reforços são constituídos por secções planas de chapa de 10mm cuja geometria pode ser facilmente obtida através de corte de chapa por métodos como o corte por jato de água, laser, plasma ou oxicorte.

Nas secções retangulares sujeitas a um momento torsor, as tensões de corte, τ , não são uniformes ao longo da secção. As tensões são menores no centro e possuem um máximo na secção adjacente à face maior (face h da figura 3.21). Por esta razão é retirado material do centro de forma a reduzir o peso pois esta região é pouco solicitada durante o carregamento. (16)

A aplicação de reforços está intimamente ligada ao facto de se utilizar chapa quinada e soldada na elaboração do pórtico pois permite o acesso para aplicação dos mesmos durante o processo de construção.

Após a alteração procedeu-se à avaliação da solução através de simulação do carregamento do pórtico com as mesmas condições de fronteira e forças utilizadas na simulação 1.

Na figura 3.22 são apresentados os resultados obtidos, onde se destaca um deslocamento normal máximo de 1,4mm, o que representa uma diminuição de 27,5% do máximo obtido anteriormente.

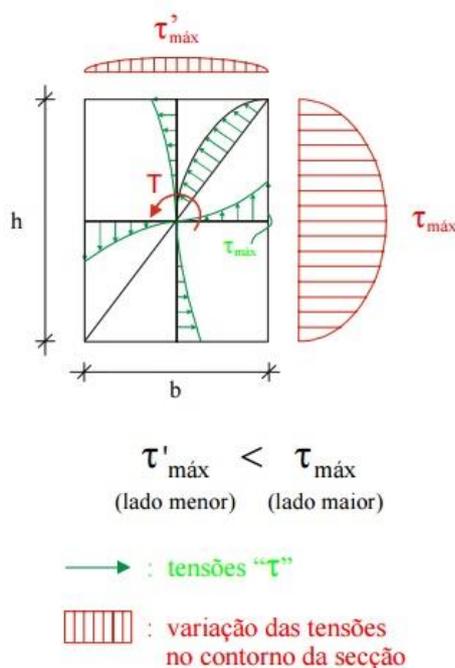


Figura 3.21 - Tensão de corte de uma secção retangular sujeita a torção. Fonte:(16)

Os reforços aplicados permitem que os esforços sejam distribuídos ao longo da viga e consequentemente transmitidos até à base de apoio com a viga principal. Esse facto pode ser constatado pela diminuição do gradiente do deslocamento na viga quando comparado com o apresentado na figura 3.18.

Apesar da melhoria registada após a aplicação de reforços e aumento da secção da viga do eixo Y, não é atingido o objetivo inicialmente traçado de 1mm.

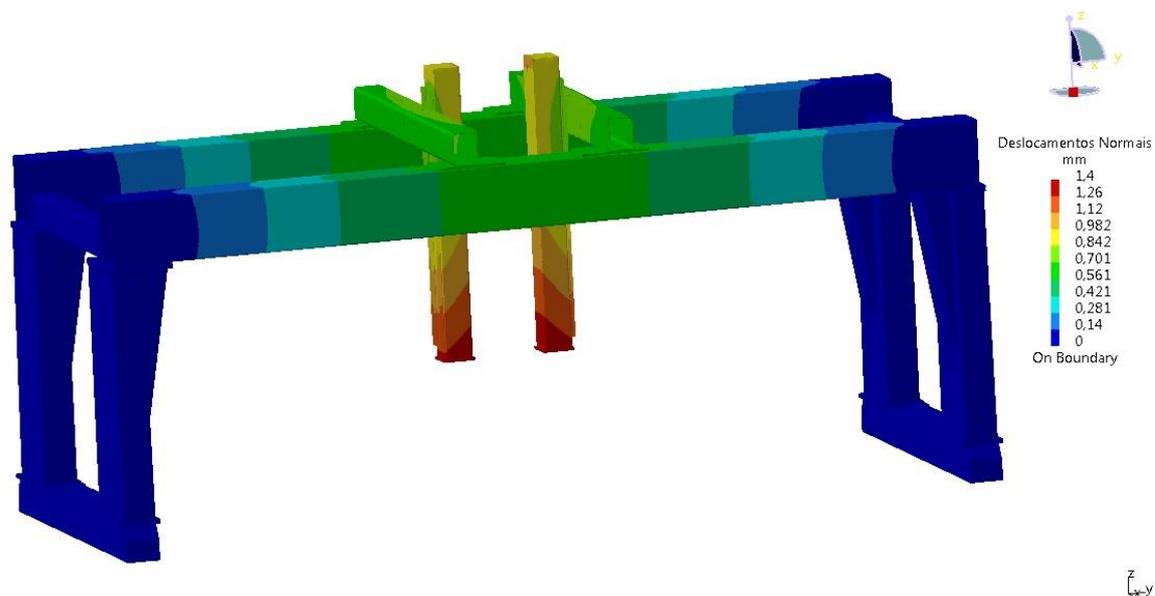


Figura 3.22 - Deslocamentos Normais, simulação 2

À medida que a fase de projeto avança torna-se cada vez mais difícil melhorar o deslocamento na extremidade da viga Z pois um aumento das secções ou espessura contribuem negativamente para a flexão pura pelo efeito do peso. Decidiu-se então separar o foco da análise em duas componentes, a torção da viga Y e a flexão das vigas principais.

Estas duas componentes possuem nesta fase um peso idêntico no deslocamento normal na extremidade da coluna Z. No entanto quando temos apenas em atenção os valores de deslocamento das vigas principais pode-se verificar através da representação vetorial dos deslocamentos que o valor máximo nas mesmas ronda os 0,7mm, sendo quase a sua totalidade resultante da flexão pura.

Para diminuir este valor de forma a obter um deslocamento final geral abaixo de 1mm significaria um grande aumento da secção das vigas principais. Seguindo esta metodologia mantem-se inalterada a geometria das vigas principais sendo apenas alterada a viga Y.

Estrutura Completa- Simulação 3

Para melhorar a componente relativa à torção seguiu-se a metodologia aplicada anteriormente, com a aplicação de mais dois reforços no interior viga, que pouco contribuem para o aumento do peso da estrutura mas que têm um grande efeito na rigidez da mesma.

A aplicação de reforços é acompanhada também por um aumento de 50mm das secções B e H de maneira a aumentar a distância entre os apoios da viga do eixo Z (figura 3.23) e consequentemente diminuir o momento torsor que esta aplica na viga Y.

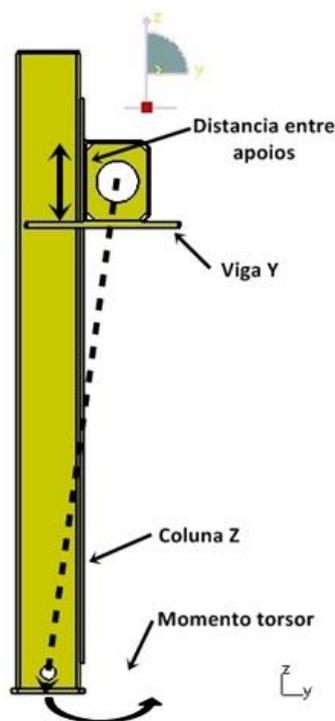


Figura 3.23 - Montagem viga Y e coluna Z

Nesta 3ª simulação todas as condições de fronteira e carregamentos foram mantidos iguais aos utilizados nas simulações anteriores.

Os resultados de deslocamento apresentados na figura 3.24 mostram que a solução é acertada pois a sua aplicação reflete-se numa redução de 0,41mm no deslocamento normal sendo assim atingido um total inferior a 1mm.

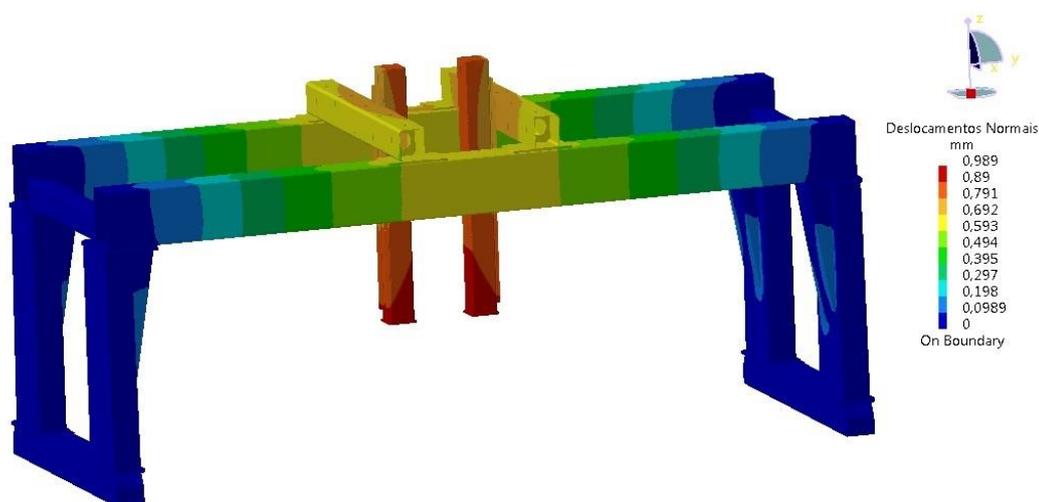


Figura 3.24 - Deslocamentos normais, simulação 3

A configuração que resulta da simulação 3 corresponde aos critérios que foram propostos inicialmente, tendo em linha de conta apenas as cargas estáticas.

3.3.2 ANÁLISE DINÂMICA

No presente projeto tem-se vindo a analisar apenas o efeito de cargas estáticas, no entanto, dada a função do equipamento, existem muitos elementos em movimento que induzem forças dinâmicas que podem ter efeitos consideráveis no comportamento da estrutura.

Na secção agora apresentada pretende-se realizar um estudo à resposta do pórtico perante as cargas dinâmicas resultantes da soldadura.

Todos os sistemas que apresentam movimentos são potenciais fontes de indução de vibração na estrutura, todavia o foco é dado aos movimentos oscilatórios durante o processo de soldadura. Estando o equipamento destinado principalmente à soldadura de grandes estruturas, muitas vezes é necessário recorrer a movimentos da tocha do tipo *weaving* para garantir, simultaneamente, uma boa penetração e uma boa taxa de deposição de soldadura, de uma forma repetitiva, durante uma única passagem.

As trajetórias em *weaving* podem ter vários padrões que dependem do tipo de metal a soldar e do tipo de junta, tais como em forma de "V", "Zig Zag", circular, entre outras (figura 3.25). (4)

O movimento em *weaving* impõe à estrutura uma vibração que se for igual à frequência natural da mesma, pode induzir o fenómeno de ressonância. Quando este fenómeno ocorre o sistema físico passa a vibrar com amplitudes cada vez maiores podendo mesmo levar ao seu colapso. (17)

As frequências naturais são características intrínsecas de cada sistema e dependem em grande parte da geometria, materiais que o constituem, entre outros fatores.

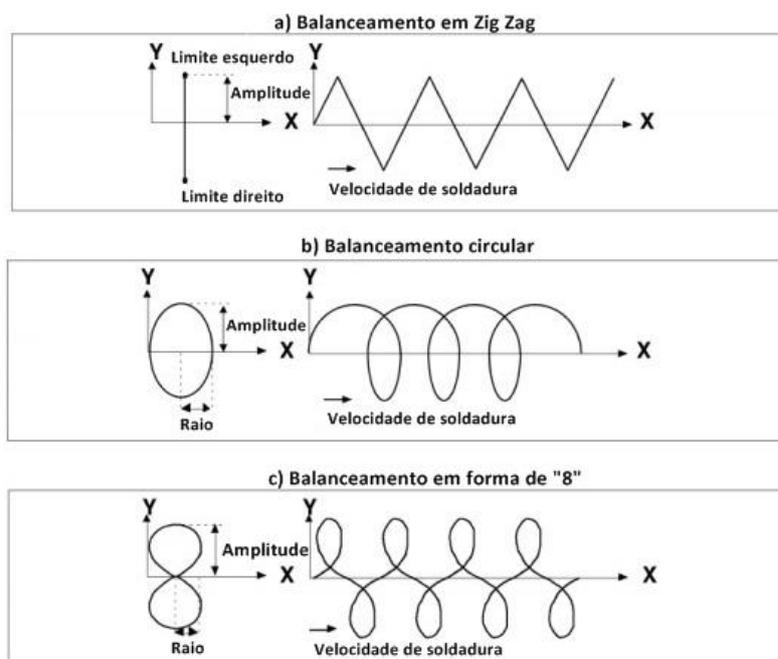


Figura 3.25 - Exemplo de movimentos *de* balanceamento de soldadura. Adaptado de:
(18)

O *software* utilizado no projeto permite a verificação das frequências naturais de vibração da estrutura e desta forma prever quais as frequências consideradas críticas.

O cálculo das frequências naturais é apenas útil caso sejam conhecidas as frequências às quais ocorrem as excitações periódicas e em caso de coincidência é necessário a aplicação de alterações ao sistema de forma a garantir que não ocorre o fenómeno de ressonância.

Na definição do problema é necessário ter em conta o tipo de soldaduras a executar de forma a determinar e caracterizar a trajetória do *robot*.

Sendo o pórtico destinado principalmente a grandes estruturas considera-se que a espessura mínima a soldar com recurso ao *weaving* é de 8mm. Para espessuras abaixo desse valor os sistemas de soldadura atuais são capazes de realizar ligações soldadas cumprindo os critérios exigidos sem que seja necessário o balanceamento dos cordões.

Tomando como uma junta típica um cordão de ângulo, o EC3 determina que a espessura efetiva de um cordão não deverá ser inferior a 3mm. A espessura efetiva, a , de um cordão de ângulo deverá ser considerada igual à altura do maior triângulo que pode ser inscrito no espaço limitado pelas faces a soldar e pela superfície da soldadura, medida perpendicularmente ao lado exterior desse triângulo, ver figura 3.26. (19)

Naturalmente, um cordão de canto de espessura 3mm não requer qualquer balanceamento dado que a fusão do metal é suficiente para alargar a secção adicionada.

Nesta altura convém referir que se está à procura do valor mínimo para o comprimento de balanceamento, pois será esse que irá impor a maior frequência do movimento.

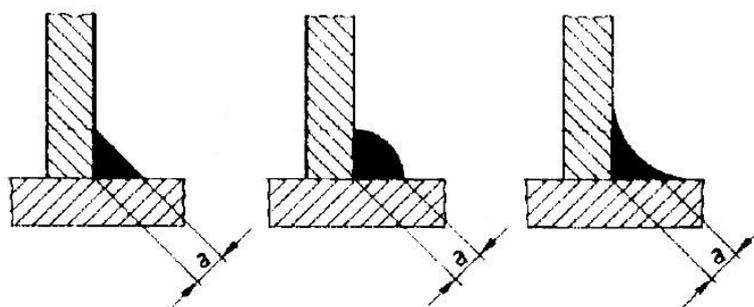


Figura 3.26 - Junta de canto. Fonte: (20)

A norma apresentada anteriormente não convencionou um valor máximo de a . Outras normas como a REAPE (Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios e Pontes) estipulam que para os cordões de ângulo, a , não deve ser superior a 70% da menor espessura de chapa a ligar. (11)

Logo, para um cordão de canto em chapa de 8mm temos que:

$$3 < a < 0,7 \times 8 \Leftrightarrow 3 < a < 5,6$$

$$\Rightarrow a = 5\text{mm}$$
(15)

A definição de a permite obter um valor aproximado de amplitude do movimento de balanceamento tendo em conta o movimento do *robot* descrito na figura 3.27.



Figura 3.27 - Movimento da tocha durante o balanceamento. Adaptado de: (20)

Para um cordão com uma largura, s , o movimento de balanceamento possui uma amplitude menor que a largura dado que o material em fusão que é depositado contribui também em grande medida para esta característica. Arbitrou-se, para uma questão de cálculo, que a amplitude do balanceamento corresponde a 25% da largura do cordão. Naturalmente, da figura 3.27 deduz-se que:

$$s = 2a = 10\text{mm} \quad (16)$$

A figura 3.28 apresenta um esquema de um movimento *weaving* em “Zig Zag”. No início, o centro do arco move-se ao longo da linha A-B até atingir o limite de amplitude no lado esquerdo, depois segue ao longo de B-C até atingir o limite direito da amplitude em C. O arco repete este ciclo até que o processo de soldadura termine. (21)

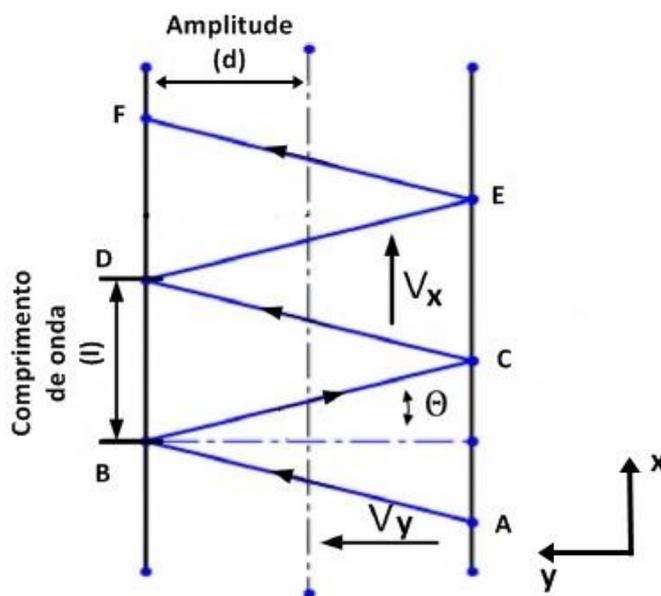


Figura 3.28 - Esquema de *weaving*. Adaptado de:(21)

O *weaving* pode ser descrito por representação matemática assumindo que a amplitude da onda é d na direção y , o comprimento de onda é l na direção x , V_x corresponde à velocidade de soldadura, V_y à velocidade de *weaving* e θ o ângulo do movimento. (21)

O ângulo θ pode ser expresso por:

$$\theta = \text{tang}^{-1} \left(\frac{V_x}{V_y} \right) \quad (17)$$

Logo o período do movimento é:

$$T = \frac{4d}{V_y} = \frac{l}{V_x} \quad (18)$$

por sua vez a frequência é dada por:

$$f = \frac{V_y}{4d} = \frac{V_x}{l} \quad (19)$$

pelo que, como referido atrás, tomando por base uma amplitude $d = 0,25 \times 10 = 2,5\text{mm}$ e, atendendo a razões práticas, uma velocidade máxima de balanceamento $V_y = 60\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$, vem então:

$$f = \frac{60}{4 \times 2,5} = 6\text{Hz} \quad (20)$$

Os valores aqui apresentados são tidos como os valores de frequência máxima dado que para espessuras de chapa superiores, a amplitude dos movimentos é também maior e consequentemente, a frequência da oscilação será menor dado que estas grandezas são inversamente proporcionais.

Para as simulações a seguir apresentadas e considerando um fator de segurança de 1,25 pretende-se obter uma estrutura cujas frequências naturais se situem em valores superiores a 7,5Hz.

Como referido anteriormente as frequências naturais são consequência das características do sistema pelo que a resposta da estrutura é diferente dependendo da posição relativa dos *robots* nas vigas.

A simulação do comportamento tendo em conta todas as posições seria uma tarefa gigantesca e como consequência foram escolhidas 3 posições que se consideram ser as mais representativas. A figura 3.29 especifica o posicionamento escolhido e contempla as seguintes situações:

1. Os dois *robots* posicionados no centro da estrutura
2. Os *robots* numa das extremidades da viga principal espaçados entre si em 1800mm
3. Um *robot* em cada extremo da viga.

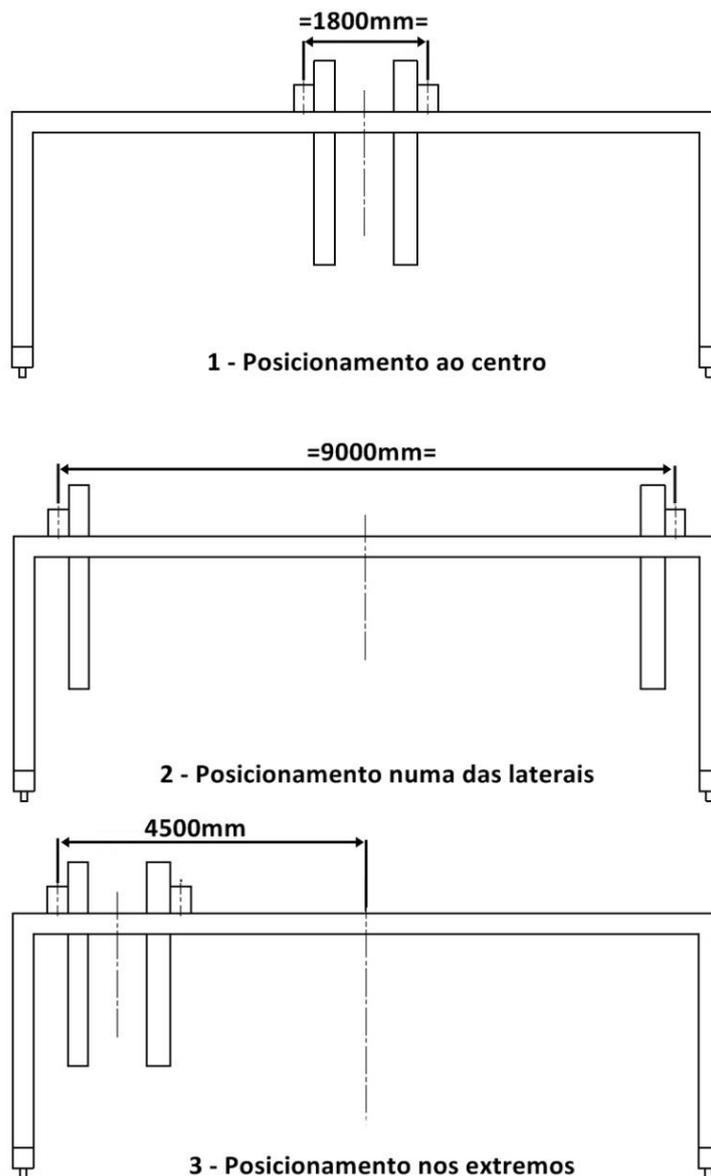


Figura 3.29 - Esquema de posição dos robots

O módulo *Generative Structural Analysis* do *CATIA V5* permite realizar o cálculo das frequências naturais utilizando para tal o mesmo modelo 3D e as mesmas definições de ligações entre os elementos utilizados na simulação estática.

Na definição das condições de fronteira considera-se que o pórtico possui uma restrição de encastramento nas cabeceiras à semelhança do caso estático. Todavia nesta simulação não são aplicadas forças à estrutura mas sim uma massa virtual correspondente à massa dos robots. As massas são aplicadas na extremidade da viga Z (figura 3.30)

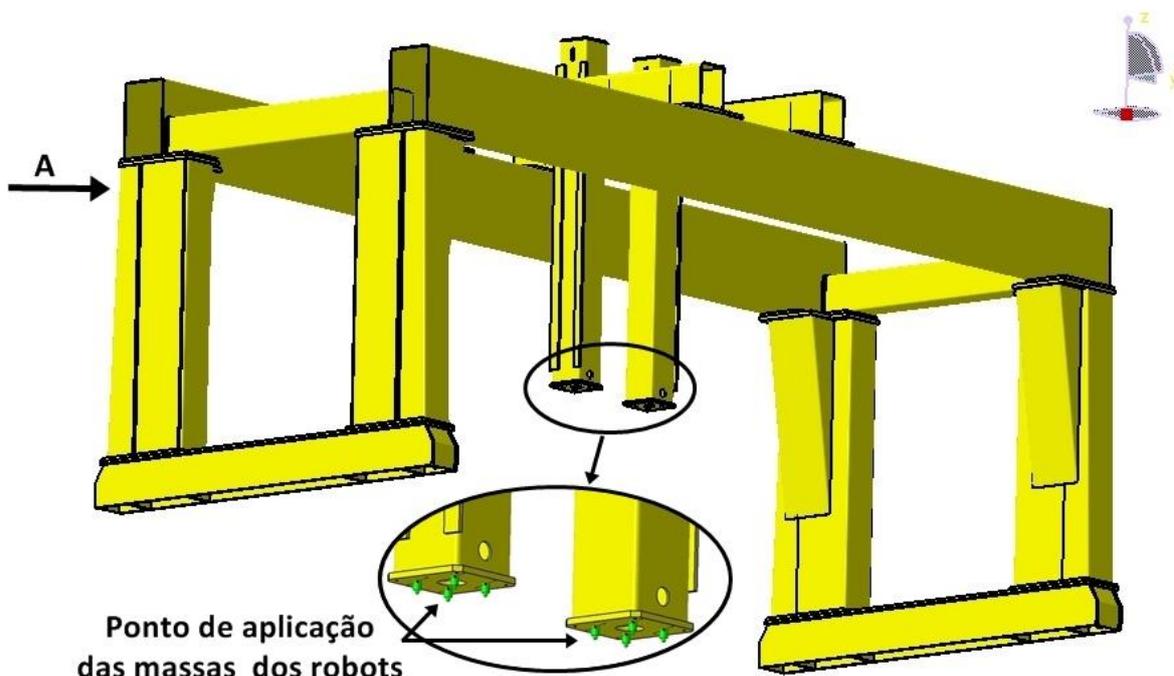


Figura 3.30 - Aplicação de massas virtuais dos robots

Para melhor replicar a resposta da situação real é tida em conta a inércia de cada eixo do *robot*, disponibilizada pelo fabricante no catálogo. É então considerada uma massa de 150kg e os valores de inércia do braço robótico que são solicitados para o movimento *weaving* e que são introduzidas na simulação (figura 3.31).

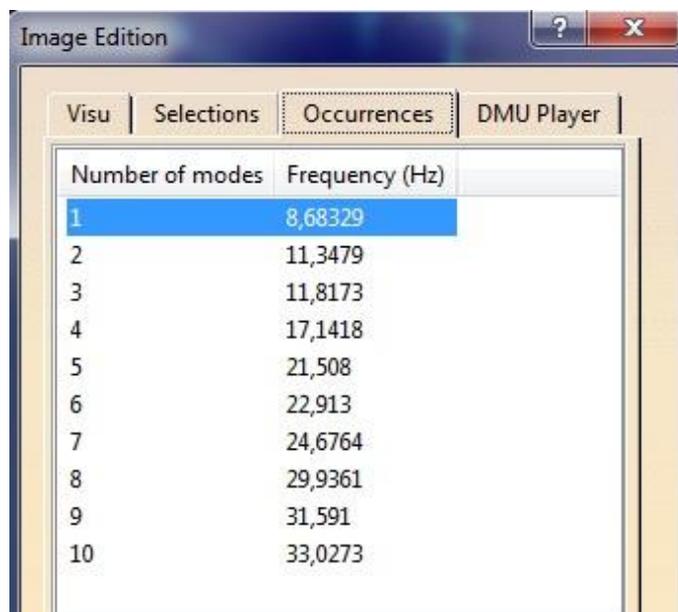
Mass	150kg
Inertia Tensor	
I11	0,63kgxm2
I22	0,63kgxm2
I33	0,15kgxm2
I12	0,63kgxm2
I13	0,63kgxm2
I23	0,15kgxm2
Handler	No selection
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

Figura 3.31 - Massa e inércia do robot

Cada estrutura possui inúmeros modos naturais de vibração, todavia pretende-se apenas determinar se estes se encontram na gama entre os 0 e os 7,5Hz pelo que o *software* foi configurado para determinar apenas as primeiras 10 frequências naturais e as respetivas direções de deslocamento.

Posição central - Simulação 1

Da simulação da situação 1, em que os eixos Y e Z estão posicionados ao centro obtiveram-se frequências naturais cujo valor mínimo é de 8,68Hz (figura 3.32)



Number of modes	Frequency (Hz)
1	8,68329
2	11,3479
3	11,8173
4	17,1418
5	21,508
6	22,913
7	24,6764
8	29,9361
9	31,591
10	33,0273

Figura 3.32 - Modos naturais de vibração, simulação 1

Para a frequência de 8,68Hz a deformação da estrutura corresponde à torção das vigas principais. Na figura 3.33 está representada a malha deformada com um fator de escala de 20x. Em caso de solicitações de 8,68Hz é expectável um deslocamento máximo de alguns pontos de 15,6mm, em consequência da ressonância.

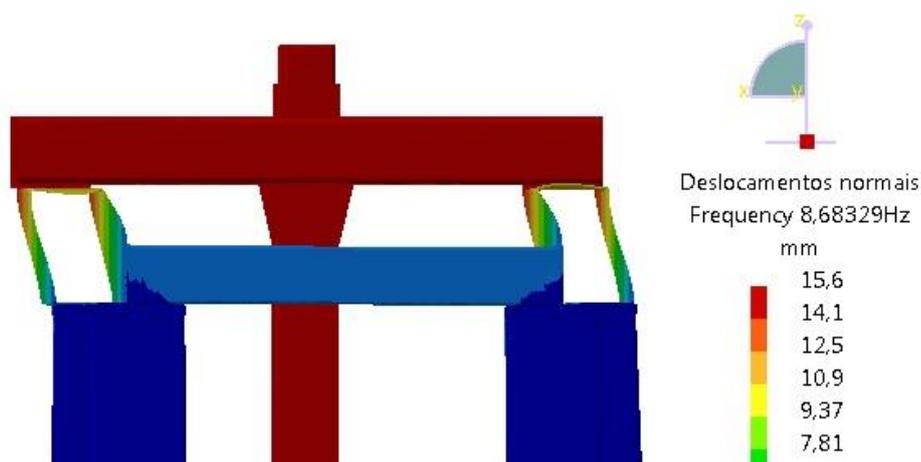
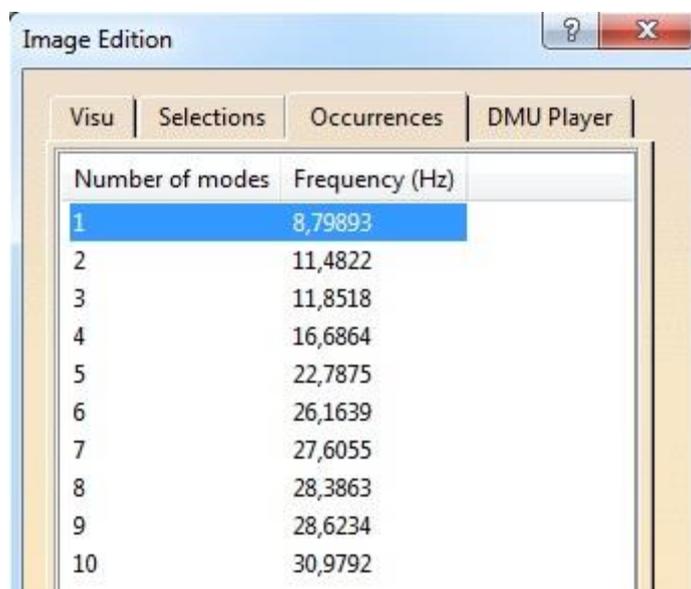


Figura 3.33 - Malha deformada a 8,68Hz, simulação 1 (vista segundo A na figura 3.30)

Posição lateral - Simulação 2

Para os dois *robots* posicionados numa lateral do pórtico as frequências naturais estão muito próximas do caso anterior. O primeiro modo de vibração possui uma frequência de 8,80Hz (figura 3.34).



Number of modes	Frequency (Hz)
1	8,79893
2	11,4822
3	11,8518
4	16,6864
5	22,7875
6	26,1639
7	27,6055
8	28,3863
9	28,6234
10	30,9792

Figura 3.34 - Frequências naturais, simulação 2

A deformação da estrutura para 8,80Hz ocorre também na direção x e corresponde uma vez mais à torção das vigas principais. O deslocamento normal máximo é de 15,5mm para este modo de vibração (figura 3.35).

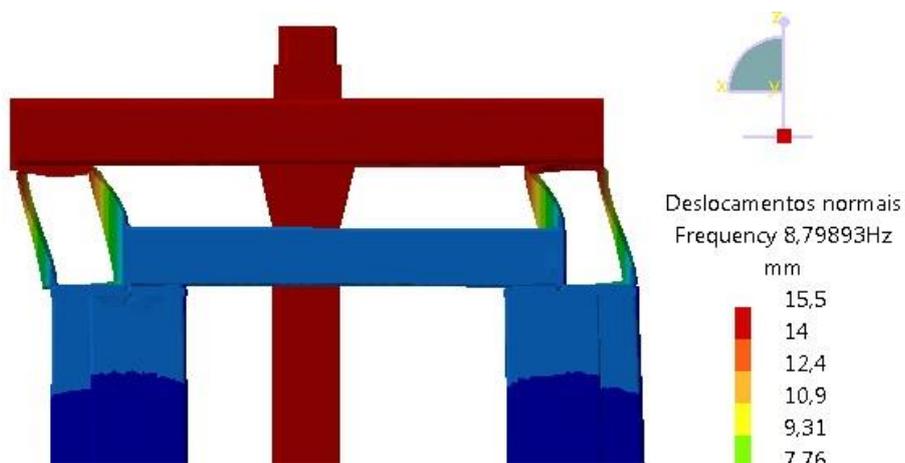
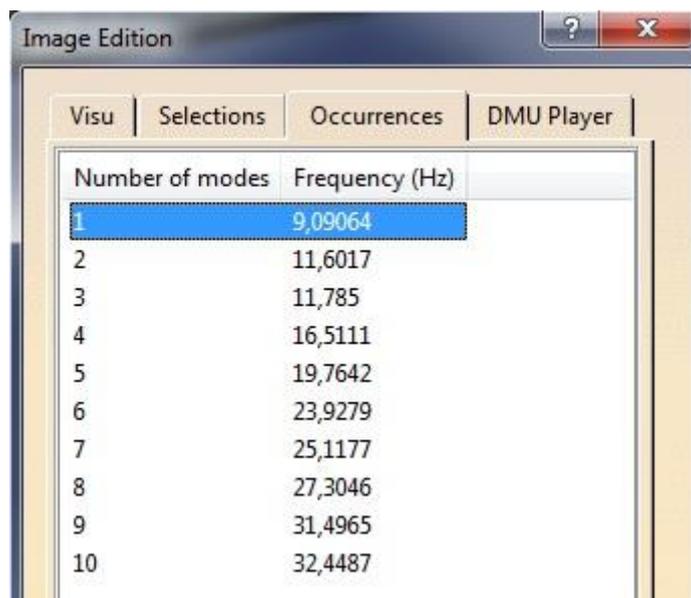


Figura 3.35 - Malha deformada a 8,80 Hz, simulação 2 (vista segundo A na figura 3.30)

Posição nos extremos- Simulação 3

No caso em que os *robots* estão posicionados um em cada extremo da viga os modos naturais de vibração são uma vez mais muito próximos dos resultados anteriores. (figura 3.36). O primeiro modo natural tem uma frequência de 9 Hz.



Number of modes	Frequency (Hz)
1	9,09064
2	11,6017
3	11,785
4	16,5111
5	19,7642
6	23,9279
7	25,1177
8	27,3046
9	31,4965
10	32,4487

Figura 3.36 - Frequências naturais, simulação 3

A torção das vigas principais mantém-se como sendo o modo de deformação associado ao primeiro modo de vibração da estrutura (figura 3.37).

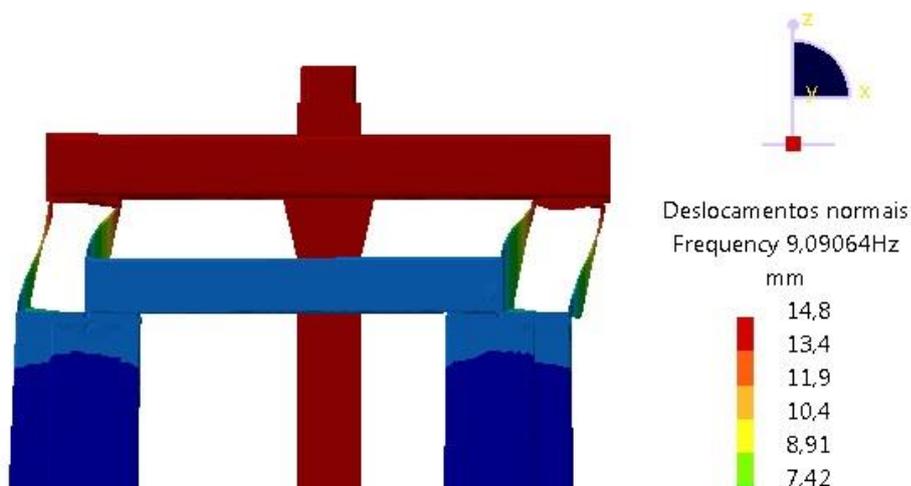


Figura 3.37 - Malha deformada a 9Hz, simulação 3 (vista segundo A na figura 3.30)

Nas 3 situações simuladas os valores de frequência dos modos naturais de vibração estão fora do limite mínimo de 7,5Hz, calculado como sendo a frequência máxima da soldadura com recurso ao *weaving*.

Um ponto em comum a todas as posições simuladas é o facto do primeiro modo natural de vibração estar associado ao mesmo modo de deformação, que corresponde à torção das vigas principais e em todos a frequência ronda os 9Hz.

Entre as situações simuladas a alteração prendeu-se com a posição dos eixos Y e Z relativamente às vigas principais. Como estes eixos representam uma parte minoritária da

massa total do sistema, a variação da sua posição em pouco altera a resposta da estrutura a movimentos oscilatórios provocados pelos *robots*.

Posição central com reforços, simulação 4

Apesar das frequências estarem todas fora do intervalo de segurança definido, estão todavia relativamente próximas. Assim, sendo que os modos de deformação para as frequências mais próximas do limite de segurança são iguais, decidiu-se implementar nas vigas principais chapas de reforço de forma a aumentar a resistência à torção e conseqüentemente aumentar ou eliminar o modo de vibração com a frequência mais baixa.

Os reforços correspondem a chapas soldadas no interior da viga. O perfil de reforço foi escolhido em linha com o que havia sido aplicado na viga Y no capítulo da simulação estática (figura 3.38). Ao longo do comprimento da viga são aplicadas 7 chapas de reforço distribuídas de forma uniforme. Na lateral inferior é aberta uma passagem de forma a permitir a instalação de toda a cablagem de ligação dos elementos de potência e de outros componentes necessários ao funcionamento do equipamento.

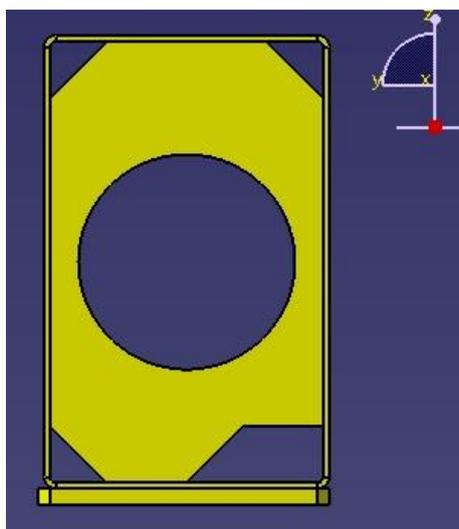
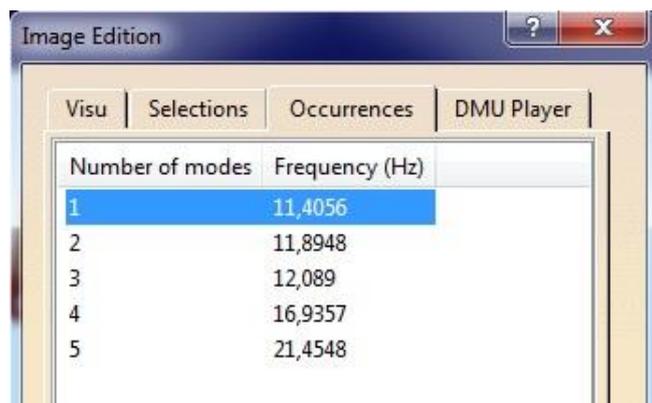


Figura 3.38 - Reforço da viga principal

Para a validação da solução optou-se por realizar apenas uma simulação dado que os resultados dos ensaios anteriores serem muito similares e de forma a diminuir os recursos computacionais foram determinadas apenas os primeiros 5 modos naturais de vibração.

Os resultados comprovam que a aplicação de reforços resulta na eliminação do modo de deformação por torção das vigas principais para frequências próximas de 9Hz. As frequências críticas situam-se agora acima dos 11Hz (figura 3.39), sendo que para o valor mais baixo a deformação corresponde à torção das vigas do eixo Y. (figura 3.40).



Number of modes	Frequency (Hz)
1	11,4056
2	11,8948
3	12,089
4	16,9357
5	21,4548

Figura 3.39 - Frequências naturais, simulação 4

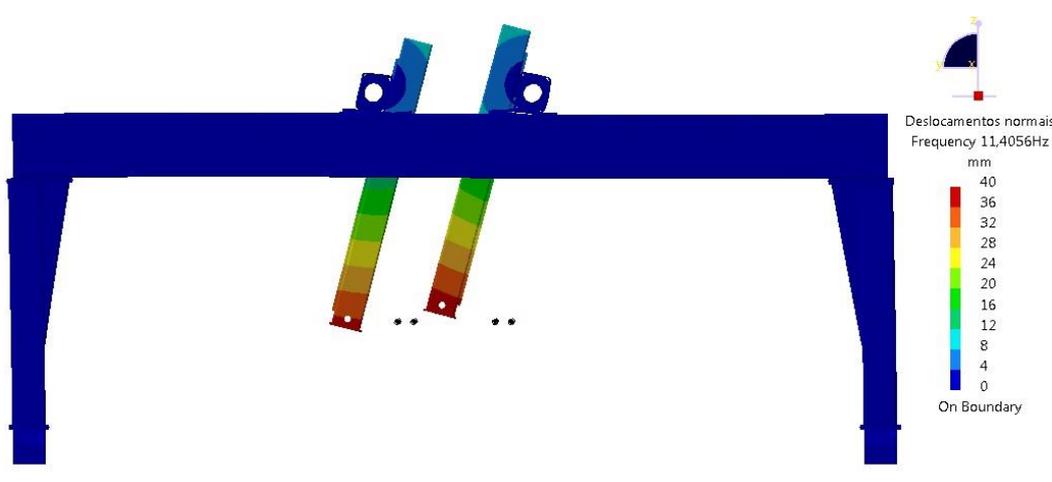


Figura 3.40 - Malha deformada a 11,4Hz, simulação 4

A aplicação dos reforços satisfaz os requisitos propostos para as frequências naturais, sem risco que as solicitações provocadas pelos movimentos oscilatórios se propaguem pela estrutura e causem o fenómeno de ressonância.

A configuração do pórtico é tida como sendo a final, sendo apenas necessário proceder a pequenas alterações locais para a aplicação dos elementos de apoio à movimentação dos eixos e execução da soldadura.

Com a definição final da estrutura é agora conhecido o peso que será necessário movimentar. Esta informação permite então a escolha dos motores, redutores, rolamentos e guias lineares necessários ao acionamento dos eixos.

3.4 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS MECÂNICOS

Dimensionada a estrutura do pórtico segue-se o dimensionamento dos moto-redutores compostos por motor, redutor e pinhão.

Para o dimensionamento destes componentes são definidos os requisitos de velocidade de acionamento de cada eixo (figura 3.41)

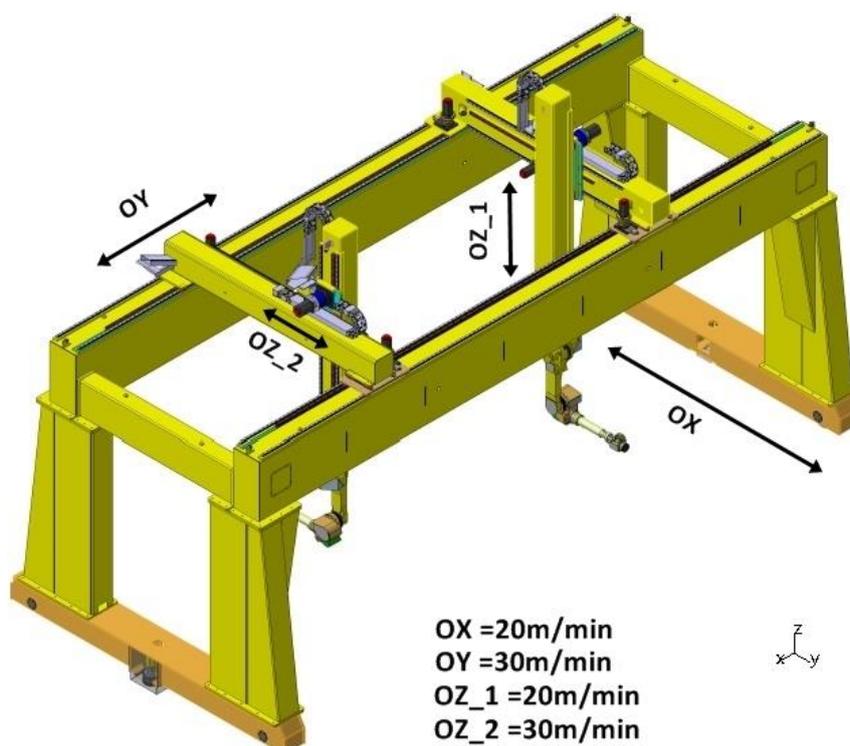


Figura 3.41- Velocidade de acionamento dos eixos

No acionamento dos eixos são usados servomotores da marca Fanuc® pois estes podem ser facilmente integrados nos controladores dos *robots* como eixos externos. Aos motores são acoplados redutores da marca Sumitomo® e para terminar são adicionadas rodas dentadas da empresa Rolisa®.

A unidade de potência para o movimento do eixo X consiste em dois conjuntos, aplicados nas cabeceiras, compostos por:

- Servomotor
- Redutor
- Pinhão
- Cremalheira

Esta unidade será responsável por garantir a movimentação de toda a estrutura ao longo dos carris. Ao contrário das pontes rolantes onde a potência é aplicada nas rodas de suporte, aqui a transmissão de potência ao conjunto é feita através do acoplamento de um pinhão a uma cremalheira aparafusada diretamente aos carris devido à exigência de uma elevada precisão no posicionamento da unidade.

O subconjunto de motor, redutor e pinhão é aplicado na vertical no interior das cabeceiras sendo o encosto entre o pinhão e a cremalheira garantido por meio de um tensor que empurra em todo o instante o pinhão contra a cremalheira.

Para determinar a força necessária para mover o pórtico, ou seja vencer a carga vertical, é necessário conhecer a resistência ao rolamento que corresponde ao atrito entre as rodas e o carril.

A força necessária é dada por:

$$F_{rol} = m \times a \times \mu \Leftrightarrow F = 25000 \times 9,8 \times 0,055 = 13475 \text{ N} \quad (21)$$

em que $m = 25000 \text{ kg}$ corresponde à massa total da estrutura, obtida a partir do modelo 3D, $a = 9,8 \text{ m.s}^{-2}$, a aceleração gravítica e $\mu = 0,055$ o coeficiente de atrito.(11)

O valor desta reação é dividido por dois, pois é instalado um conjunto de potência em cada cabeceira.

Como já definido anteriormente a velocidade a atingir pelo pórtico é de $V_{portico} = 20 \text{ m.min}^{-1}$, o que nos permite calcular a potência necessária ao rolamento. A potência é calculada a partir da equação seguinte:

$$P = \frac{F_{rol}}{2} \times V_{portico} = 2,22 \text{ kW} \quad (22)$$

O parâmetro de potência é agora utilizado para uma pré-seleção dos componentes que irão compor toda a unidade de acionamento.

Tendo em conta que a eficiência destas unidades está compreendida entre os 80% e os 95% e recorrendo ao catálogo da Fanuc® selecionou-se um motor com a referência $\beta 22/2000\text{is}$ com uma velocidade de trabalho de 2000 rpm e uma potência de 2,5 kW.

O redutor a utilizar é do tipo *cycloidal* da marca Sumitomo® devido ao facto destes possuírem uma elevada precisão e elevados rácios de redução. Do catálogo do fabricante selecionou-se o redutor T455, tamanho 25, com um rácio de redução, $i = 81$, e uma potência máxima à entrada de 3,81 kW.

A partir da velocidade de trabalho do motor e do rácio de redução é possível proceder ao cálculo do raio do pinhão, para que se obtenha a velocidade de translação pretendida, pela equação seguinte:

$$r = \frac{V_{portico}}{\omega} \quad (23)$$

em que, ω é a velocidade angular do pinhão em rad.s^{-1} , $V_{portico}$ a velocidade de translação da máquina em m.s^{-1} e r o raio do pinhão em metros. O raio necessário para atingir a velocidade pretendida é $r = 0,129 \text{ m}$.

Para o pinhão escolheu-se uma engrenagem com um dentado reto pois a velocidade de translação é relativamente baixa (tabela 3.3).

Tabela 3.3 - Seleção do tipo e qualidade do dentado em função da velocidade. Fonte: (10)

v_t máxima (m/s)	Dentado	Qualidade ISO
8	reto	7 ou 8
20	reto	5 ou 6
40	helicoidal	7 ou 8
80	helicoidal	5 ou 6

De acordo com a potência de 2,5 kW transmitida pelo motor foi selecionado um pinhão de módulo normalizado, $m = 6$, com um diâmetro primitivo, $D_p = 258\text{mm}$, e uma largura, $b = 60\text{mm}$, e um número de dentes, $Z = 41$.

Os cálculos até agora apresentados correspondem apenas ao funcionamento à velocidade de trabalho $V_{portico} = 20\text{m. min}^{-1}$ e não tem em conta os ciclos de arranque e paragem do pórtico.

Os ciclos de arranque e paragem podem induzir elevadas cargas nos sistemas de potência principalmente devido à inércia da estrutura pelo que os fabricantes dos componentes estipulam que na seleção dos elementos é necessário validar as escolhas preliminares quanto à capacidade de operação durante o arranque e paragem do pórtico. Nos anexos são apresentados os procedimentos para a validação do motor e redutor definidos pelos respetivos fabricantes. É também apresentada a tabela de seleção das rodas dentadas.

Validados os componentes do sistema de potência do eixo X aplicou-se a mesma metodologia para os restantes eixos da máquina. Na tabela 3.4 estão expressos os elementos escolhidos para todos os eixos do pórtico.

Tabela 3.4 - Elementos de potência dos eixos OX, OY e OZ

	OX	OY	OZ_1	OZ_2
Motor	B22/2000is	B12/3000is	B22/2000is	B12/3000is
Redutor	F2C-S.T455 i=81	CNEX6105 i=15	CHFX6130 i=43	CNFX6105 i=15
Pinhão	m=6 Dp=258mm Z=41	m=4 Dp=80mm Z=20	m=5 Dp=120mm Z=24	m=4 Dp=20mm Z=20

4. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÃO

Com a realização deste trabalho, integrado na área de projeto e concepção efetuou-se o projeto estrutural e dinâmico de um pórtico para a indústria metalomecânica pesada.

Ao longo do processo, que se iniciou com o dimensionamento dos principais componentes da estrutura, foram aplicadas melhorias aos elementos que tem como função suportar os *robots* de forma a garantir a precisão do seu posicionamento. Recorreu-se a um processo iterativo na implementação das alterações que teve como objetivo culminar numa estrutura com elevada rigidez capaz de resistir às diversas solicitações estáticas e dinâmicas que ocorrem durante o funcionamento.

Foi dado um particular ênfase ao comportamento da estrutura quando, durante a soldadura, o *robot* descreve um movimento de *weaving* ou balanceamento. Apesar do *robot* a incorporar possuir uma massa e inércia relativamente pequenas, a possibilidade de propagação de vibrações com frequências próximas das frequências naturais de vibração, capazes de provocar o fenómeno de ressonância, era uma realidade.

Determinou-se o espectro de frequências consideradas críticas com a caracterização do movimento de balanceamento e o apuramento das frequências naturais permitiu a implementação de soluções, evitando assim a coincidência destes dois regimes.

As análises foram realizadas recorrendo ao método dos elementos finitos, que demonstrou ser uma ferramenta determinante para a compreensão e verificação da distribuição dos deslocamentos da estrutura e posterior determinação dos modos naturais de vibração.

No pórtico (figura 4.1) foram incluídos todos os elementos necessários à soldadura como as bobines de fio, estações de limpeza das tochas e controladores dos *robots*. Para melhorar o acesso a zonas de manutenção e serviço regular procedeu-se à instalação de uma plataforma de serviço numa das vigas principais e toda a cablagem de transmissão de potência e sinais está incorporada no interior das vigas ou no interior de esteiras articuladas, podendo ser acedida de uma forma fácil e rápida.

Após a finalização deste projeto, foi efetuada a construção do pórtico. A solução final (figura 4.2) apresentada cumpre todos os requisitos inicialmente traçados, estando a estrutura dotada de 4 eixos servo controlados que possibilitam o posicionamento rápido e preciso dos *robots* ao longo do comprimento das vigas principais bem como em altura pela coluna do eixo Z.

Todas estas valências possibilitam à Motofil apresentar aos seus clientes uma solução completa para a soldadura de grandes estruturas.



Figura 4.1- Pórtico em construção



Figura 4.2 - Solução final apresentada na feira internacional SCHWEISSEN & SCHNEIDEN (2013) em Essen, Alemanha. Fonte:(1)

4.1 TRABALHOS FUTUROS

O objetivo desta dissertação foi projetar um pórtico para a soldadura de grandes estruturas, dando especial ênfase à precisão no posicionamento dos *robots* e no comportamento da estrutura sob o efeito de cargas dinâmicas provocadas pela necessidade de por vezes proceder ao balanceamento da soldadura.

Com a realização do trabalho verifica-se que o sucesso da solução apresentada depende, não apenas da estrutura mas também de um conjunto de elementos auxiliares a incorporar de forma a garantir uma boa qualidade de soldadura e operacionalidade da máquina. Fica assim em aberto a realização dos seguintes estudos:

- Implementação de sistemas de visão que permitam em tempo real proceder ao seguimento das juntas a soldar e correção das trajetórias, se necessário.
- Estudar e definir soluções de caracterização e controlo dos sistemas de acionamento dos eixos, no sentido de implementar estratégias de maximização da precisão do posicionamento.
- Definição de um sistema que permita ao utilizador final proceder à programação *off-line* das trajetórias dos *robots*.

5. BIBLIOGRAFIA

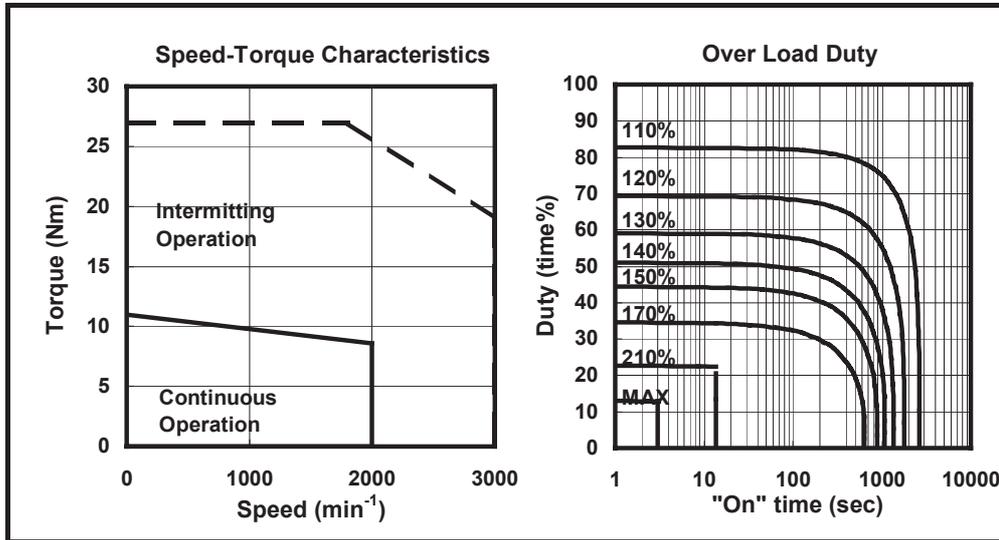
1. Motofil Robotics [Internet]. 2014. Available from: <http://www.grupomotofil.com/novorobotics/>
2. Bolmsjö G, Olsson M, Cederberg P. Robotic arc welding – trends and developments for higher autonomy. *Ind Robot An Int J*. 2002;29(2):98–104.
3. Mulligan S, Melton G, Lylynoja A, Herman K. Autonomous welding of large steel fabrications. *Ind Robot An Int J*. 2005;32(4):346–9.
4. Ryuh B, Pennock GR. Arc Welding Robot Automation Systems. (December 2006). Available from: <http://cdn.intechweb.org/pdfs/282.pdf>
5. Rooks B. Robot welding in shipbuilding. *Ind Robot An Int J*. 1997;24(6):413–7.
6. Olsen AL, Petersen HG. Motion planning for gantry mounted manipulators: A ship-welding application example. *Proc - IEEE Int Conf Robot Autom*. 2007;(April):4782–6.
7. Ahmed N. New developments in advanced welding. *Recherche*. 2005. 316 p.
8. Budynas R, Nisbett K. Shigley's Mechanical Engineering Design, SI Version [Internet]. 8th ed. Book. McGraw–Hill Primis; 2009. 1-1054 p. Available from: http://www.ncbi.nlm.nih.gov/entrez/query.fcgi?db=pubmed&cmd=Retrieve&dopt=AbstractPlus&list_uids=j-T7QwAACAAJ
9. Guan Y, Zhao Y, Mu D, Guan Y. Finite element analysis of five-axis gantry milling machine main structure. 2010 Int Conf E-Product E-Service E-Entertainment, ICEEE2010. 2010;4–7.
10. Morais A (Departamento de EM de A. Mecânica de Estruturas. 2009.
11. Ribeiro F. Dimensionamento de um pórtico rolante [Internet]. Universidade do Porto; 2011 [cited 2014 Jun 14]. Available from: <http://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/61291/1/000148800.pdf>
12. Instituto Português da, Qualidade. Eurocódigo 3 – Projecto de estruturas de aço Parte 1-1: Regras gerais e regras para edifícios. 2010.
13. Fábio RA. Projeto de estruturas tipo “sandwich” rígidas para prensas mecânicas. Universidade de Aveiro; 2013.
14. Generative Structural Analysis User's Guide [Internet]. Available from: http://www.maruf.ca/files/catiahelp/CATIAfr_C2/estugCATIAfrs.htm

-
15. Hutton DV (Washington SU. Fundamentals of finite element analysis. 1º Edition. The McGraw–Hill Companies, editor. 2004.
 16. Juvandes LFP (FEUP). RESISTÊNCIA DE MATERIAIS II - Tensões Tangenciais em Flexão e Torção. 2002;
 17. Dukupati R, Srivinas J. Textbook of Mechanical Vibrations. Prentice Hall; 2004.
 18. Fanuc ArcTool Software Manual [Internet]. Available from:
http://tv.uvigo.es/uploads/material/Video/8436/PONENCIA_FANUC_ARCTOOL_JAI2010.pdf
 19. Instituto Português da Qualidade. Eurocódigo 3 - Parte 1-8 Projecto de ligações. 2010;
 20. ISO 2553 Welded, brazed and soldered joints - Symbolic representation on drawings. 1992.
 21. Chen Y, He Y, Chen H, Zhang H, Chen S. Effect of weave frequency and amplitude on temperature field in weaving welding process. Int J Adv Manuf Technol [Internet]. 2014 Aug 6 [cited 2015 May 19];75(5-8):803–13. Available from:
<http://link.springer.com/10.1007/s00170-014-6157-0>

6. ANEXOS

Model β 12/3000is

Specification A06B-0078-B□0□



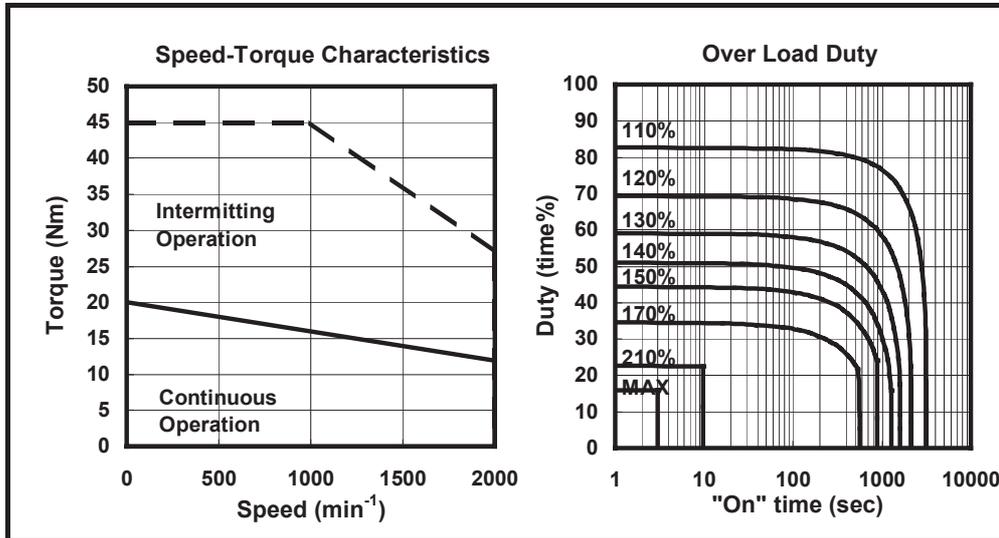
Data sheet

Parameter	Symbol	Value		Unit
Stall Torque (*)	Ts	11		Nm
		112		kgfcm
Stall Current (*)	Is	10.2		A (rms)
Rated Output (*)	Pr	1.8		kW
		2.4		HP
Rating Speed	Nr	2000		min ⁻¹
Maximum Speed	Nmax	3000		min ⁻¹
Maximum Torque (*)	Tmax	27		Nm
		276		kgfcm
Rotor Inertia	Jm	0.00228		kgm ²
		0.0233		kgfcm ²
Rotor Inertia (with Brake)	Jm	0.00235		kgm ²
		0.024		kgfcm ²
Torque constant (*)	Kt	1.08		Nm/A (rms)
		11		kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	Ke	38		V (rms)/1000 min ⁻¹
		Kv	0.36	
Armature Resistance (1 phase) (*)	Ra	0.39		Ω
Mechanical time constant	tm	0.002		s
Thermal time constant	tt	25		min
Static friction	Tf	0.4		Nm
		4		kgfcm
Weight	w	11.9		kg
Weight (with Brake)	w	14.1		kg
Maximum Current of Servo Amp.	Imax	40		A (peak)

(*) The values are the standard values at 20°C and the tolerance is ±10%.
 The speed-torque characteristics vary depending on the type of software, parameter setting, and input voltage of the digital servo software. (The above figures show average values.)
 These values may be changed without notice.

Model β 22/2000is

Specification A06B-0085-B□0□



Data sheet

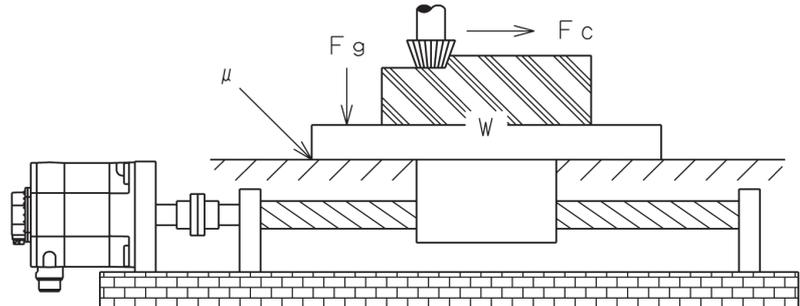
Parameter	Symbol	Value	Unit
Stall Torque (*)	Ts	20	Nm
		204	kgfcm
Stall Current (*)	Is	11.3	A (rms)
Rated Output (*)	Pr	2.5	kW
		3.4	HP
Rating Speed	Nr	2000	min ⁻¹
Maximum Speed	Nmax	2000	min ⁻¹
Maximum Torque (*)	Tmax	45	Nm
		459	kgfcm
Rotor Inertia	Jm	0.00527	kgm ²
		0.0538	kgfcm ²
Rotor Inertia (with Brake)	Jm	0.00587	kgm ²
		0.0599	kgfcm ²
Torque constant (*)	Kt	1.77	Nm/A (rms)
		18.1	kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	Ke	62	V (rms)/1000 min ⁻¹
		Kv	0.59
Armature Resistance (1 phase) (*)	Ra	0.44	Ω
Mechanical time constant	tm	0.002	s
Thermal time constant	tt	30	min
Static friction	Tf	0.8	Nm
		8	kgfcm
Weight	w	17	kg
Weight (with Brake)	w	23	kg
Maximum Current of Servo Amp.	Imax	40	A (peak)

(*) The values are the standard values at 20°C and the tolerance is ±10%.
 The speed-torque characteristics vary depending on the type of software, parameter setting, and input voltage of the digital servo software. (The above figures show average values.)
 These values may be changed without notice.

3.2 SELECTING A MOTOR

Sample model for calculations for selecting a servo motor

The following subsections explain how to calculate conditions for selecting a servo motor best suited for a table with a horizontal axis with the following specifications.



Sample mechanical specifications of the table and workpiece

W :	Weight of movable parts (table and workpiece)	=2940[N]=300[kgf]
w :	Mass of movable parts (table and workpiece)	=300[kg]
μ :	Friction coefficient of the sliding surface	=0.05
η :	Efficiency of the driving system (including a ball screw)	=0.9
F_g :	Gib fastening force (kgf)	=490[N]=50[kgf]
F_c :	Thrust counter force caused by the cutting force (kgf)	=980[N]=100[kgf]
F_{cf} :	Force by which the table is pressed against the sliding surface, caused by the moment of cutting force	=294[N]=30[kgf]
Z_1/Z_2 :	Gear reduction ratio	= 1/1
T_f :	Friction torque applied to the motor shaft	=0.8[N·m]=8[kgf·cm]

Sample specifications of the feed screw (ball screw)

D_b :	Shaft diameter	= 25×10^{-3} [m]=25[mm]
L_b :	Shaft length	=1[m]=1000[mm]
P :	Pitch	= 20×10^{-3} [m/rev]=20[mm/rev]

Sample specifications of the operation of the motor shaft

T_a :	Acceleration torque	[N·m][kgf·cm]
V :	Workpiece rapid traverse rate	=60[m/min]
V_m :	Motor speed in rapid traverse	[min ⁻¹]
t_a :	Acceleration time (s)	=0.10[s]
J_M :	Motor inertia	[kg·m ²][kgf·cm·sec ²]
J_L :	Load inertia	[kg·m ²][kgf·cm·sec ²]
k_s :	Position loop gain	=30[s ⁻¹]

3.2.1 Calculating the Load Torque

When a part moves along an axis at a constant speed, the torque obtained by multiplying the weight of the workpiece driving section by the friction coefficient is always applied. On a vertical or slanted axis, the motor keeps producing torque because it works against gravity. In addition, the motor also produces torque when the machine on the horizontal axis stops in proportion to the load friction. This continuously applied load torque is the constant load torque.

In cutting feed, the load torque is applied by cutting thrust. This is the cutting torque.

The above types of torque are generically called the load torque. The load torque applied to the motor shaft is generally given by the following equation:

$$T_m = \frac{F \times l}{2\pi\eta} + T_f$$

T_m : Load torque applied to the motor shaft [N·m]

F : Force required to move a movable part (table or tool post) along the axis [N]

l : Traveling distance of the machine tool per revolution of the motor = $P \times (Z_1/Z_2)$ [m/rev]

η : Efficiency of the driving system (including a ball screw)

T_f : Friction torque of the nut of the ball screw or bearing applied to the motor shaft (input if necessary) [N·m]

The force (F) is mainly given by the following equations:

When cutting is not executed (vertical axis):

$$F = (w - w_c)g = W - W_c$$

w_c : Mass of the counterbalance [kg]

W_c : Weight of the counterbalance [kgf]

When cutting is not executed (horizontal axis):

$$F = \mu(W + F_g)$$

When cutting is in progress (horizontal axis) (constant load + cutting thrust):

$$F = F_c + \mu(W + F_g + F_{cf})$$

[Example of calculation for condition 1] Constant load torque

For a table with a horizontal axis as given as a model, the constant load torque when cutting is not executed is calculated as follows:

$$\text{Example } F = 0.05 \times (2940 + 490) = 171.5 [\text{N}] = 17.5 [\text{kgf}]$$

$$\begin{aligned} T_m &= (171.5 \times 20 \times 10^{-3} \times 1) \div (2 \times \pi \times 0.9) + 0.8 \\ &= 1.4 [\text{N}\cdot\text{m}] = 14.3 [\text{kgf}\cdot\text{cm}] \end{aligned}$$

Cautions in calculating the load torque

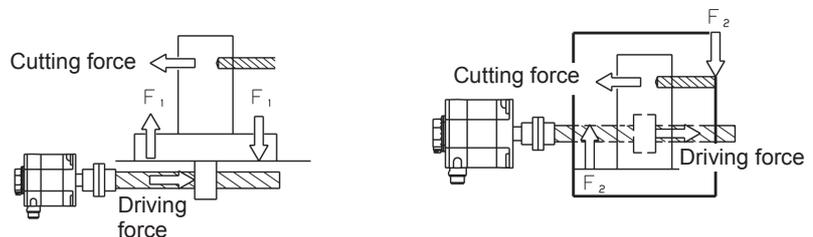
When calculating the torque, take the following precautions:

- Allow for the friction torque caused by the gib fastening force (F_g).

The torque calculated only from the weight of a movable part and the friction coefficient is generally quite small. The gib fastening force and precision of the sliding surface may have a great effect on the torque.
- The pre-load of the bearing or nut of the ball screw, pre-tension of the screw, and other factors may make T_c of the rolling contact considerable.

In a small, lightweight machine tool, the friction torque will greatly affect the entire torque.
- Allow for an increase in friction on the sliding surface (F_{cf}) caused by the cutting resistance. The cutting resistance and the driving force generally do not act through a common point as illustrated below. When a large cutting resistance is applied, the moment increases the load on the sliding surface.

When calculating the torque during cutting, allow for the friction torque caused by the load.



- The feedrate may cause the friction torque to vary greatly. Obtain an accurate value by closely examining variations in friction depending on variations in speed, the mechanism for supporting the table (sliding contact, rolling contact, static pressure, etc.), material of the sliding surface, lubricating system, and other factors.
- The friction torque of a single machine varies widely due to adjustment conditions, ambient temperature, and lubrication conditions. Collect a great amount of measurement data of identical models so that a correct load torque can be calculated. When adjusting the gib fastening force and backlash, monitor the friction torque. Avoid generating an unnecessarily great torque.

3.2.2 Calculating the Motor Speed

Calculate the motor speed using the movable part rapid traverse rate and traveling distance per revolution of the motor and check that the calculated motor speed does not exceed the maximum motor speed (rated speed for continuous operation).

$$V_m = \frac{V}{l}$$

V_m : Motor speed in rapid traverse [min^{-1}]

V : Workpiece rapid traverse rate [m/min]

l : Traveling distance per revolution of the motor [m]

[Example of calculation for condition 2] Motor speed

When V is 60 [m/min] and l is $P \times Z_1 / Z_2 = 0.020 \times 1 / 1 = 0.020$ [m], V_m is $60 / 0.020 = 3000 \text{ min}^{-1}$.

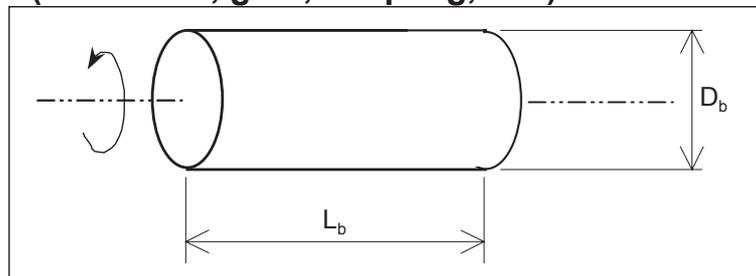
Then, select a motor whose load torque when cutting is not executed (stall torque) is 1.4 [$\text{N} \cdot \text{m}$] and whose maximum speed is at least 3000 [min^{-1}] from the data sheet. The $\beta 8/3000is$ (with a stall torque of 7.0 [$\text{N} \cdot \text{m}$]) is provisionally selected with considering the acceleration/deceleration condition described in the following subsection.

3.2.3 Calculating the load inertia

Unlike the load torque, an accurate load inertia can be obtained just by calculation.

The inertia of all objects moved by the revolution of a driving motor forms the load inertia of the motor. It does not matter whether the object is rotated or moved along a straight line. Calculate the inertia values of individual moving objects separately, then add the values together, according to a rule, to obtain the load inertia. The inertia of almost all objects can be calculated according to the following basic rules:

Inertia of a cylindrical object (ball screw, gear, coupling, etc.)



The inertia of a cylindrical object rotating about its central axis is calculated as follows:

SI unit

$$J_b = \frac{\pi \gamma_b}{32} D_b^4 L_b \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

J_b : Inertia [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

γ_b : Weight of the object per unit volume [kg/m^3]

D_b : Diameter of the object [m]

L_b : Length of the object [m]

Gravitational system of units

$$J_b = \frac{\pi \gamma_b}{32 \times 980} D_b^4 L_b \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2]$$

J_b : Inertia [$\text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$]

γ_b : Weight of the object per unit volume [kg/cm^3]

D_b : Diameter of the object [cm]

L_b : Length of the object [cm]

Example)

When the shaft of a ball screw is made of steel ($\gamma=7.8 \times 10^3 [\text{kg}/\text{m}^3]$), inertia J_b of the shaft is calculated as follows:

When $D_b=0.030[\text{m}]$, $L_b=1[\text{m}]$,

$$J_b = 7.8 \times 10^3 \times \frac{\pi}{32} \times 0.030^4 \times 1 = 0.00030 [\text{kg} \cdot \text{m}^2] = 0.0031 [\text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2]$$

$$\left(1 \text{kg} \cdot \text{m}^2 = \frac{100}{9.8} \text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2 \right)$$

Inertia of a heavy object moving along a straight line (table, workpiece, etc.)

SI unit

$$J_w = W \times \left(\frac{l}{2\pi} \right)^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

W : Weight of the object moving along a straight line [kg]

l : Traveling distance along a straight line per revolution of the motor [m]

Gravitational system of units

$$J_w = \frac{W}{980} \times \left(\frac{l}{2\pi} \right)^2 \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2]$$

W : Weight of the object moving along a straight line [kgf]

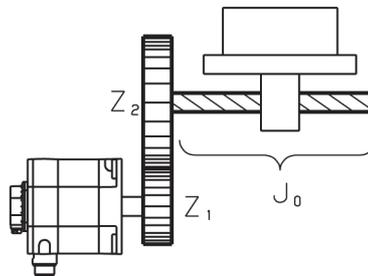
l : Traveling distance along a straight line per revolution of the motor [cm]

Example)

When W is 300 [kg] and l is 20 [mm], J_w of a table and workpiece is calculated as follows:

$$J_w = 300 \times (0.020 \div 2 \div \pi)^2 = 0.00304 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] = 0.0310 \text{ [kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2]$$

Inertia of an object whose speed is increased above or decreased below the speed of the motor shaft



The inertia applied to the motor shaft by inertia J_0 is calculated as follows:

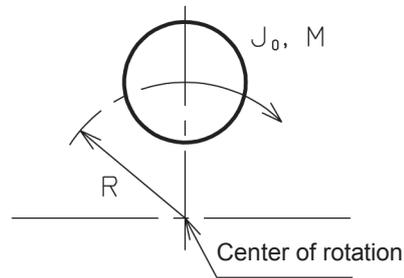
$$J = \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \times J_0 \quad \text{or} \quad \left(\frac{1}{Z} \right)^2 \times J_0$$

J_0 : Inertia before the speed is changed

Z_1, Z_2 : Number of teeth when the gear connection

$1/Z$: Deceleration ratio

Inertia of a cylindrical object in which the center of rotation is displaced



$$J = J_0 + MR^2$$

J_0 : Inertia around the center of the object

M : Weight of the object

R : Radius of rotation

The above equation is used to calculate the inertia of, for example, a large gear which is hollowed out in order to reduce the inertia and weight.

The sum of the inertia values calculated above is J (load inertia) for accelerating the motor.

Cautions as to the limitations on load inertia

The load inertia has a great effect on the controllability of the motor as well as the time for acceleration/deceleration in rapid traverse. When the load inertia is increased, the following two problems may occur: When a command is changed, it takes more time for the motor to reach the speed specified by the new command. When a machine tool is moved along two axes at a high speed to cut an arc or curve, a larger error occurs.

When the load inertia is smaller than or equal to the rotor inertia of the motor, those problems will not occur. When the load inertia is up to three times the rotor inertia, the controllability may have to be lowered a little. Actually, this will not adversely affect the operation of an ordinary metal cutting machine. If a router for woodworking or a machine to cut a curve at a high speed is used, it is recommended that the load inertia be smaller than or equal to the rotor inertia.

When the load inertia is greater than the rotor inertia by a factor of more than 3 to 5, the controllability of the motor will be adversely affected.

If the load inertia much larger than three times the rotor inertia, an adjustment in the normal range may be insufficient. Avoid using a machine with such a great load inertia.

[Example of calculation for condition 3] Load inertial ratio

In this example, the sum of J_b and J_w obtained above is the load inertia (J_L).

$$J_L = 0.00030 + 0.00304 = 0.00334 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$$

The motor inertial of the $\beta 8/3000is$ is $0.00117 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$ and the load inertia ratio is 2.85 times the motor inertia. This value is within the allowable range.

3.2.4 Calculating the Acceleration Torque

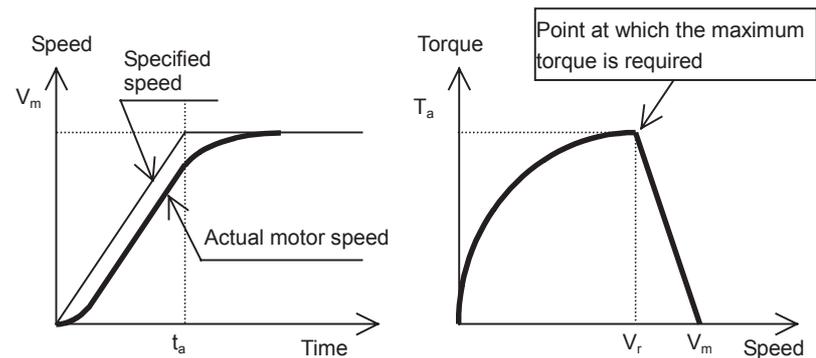
Calculate the acceleration torque required for the motor to accelerate and then obtain the torque required for acceleration by calculating the total torque including the constant load torque calculated before. Next, confirm the result is included in the intermittent operation area for the motor.

3.2.4.1 Calculating acceleration torque

Assuming that the motor shaft operates ideally in the acceleration/deceleration mode determined by the NC, calculate the acceleration. Multiply the acceleration by the entire inertia (motor inertia + load inertia). The product is the acceleration torque.

In rapid traverse, there are linear acceleration/deceleration and feed-forward during rapid traverse + bell-shaped acceleration/deceleration. The equations for calculating the acceleration torque in each mode are given below.

Acceleration torque in linear acceleration/deceleration



When the torque is T_a and the speed is V_r in the above figure, the maximum torque is required. The equations for calculating T_a and V_r are given below:

$$T_a = V_m \times \frac{2\pi}{60} \times \frac{1}{t_a} \times (J_M + J_L / \eta) \times (1 - e^{-k_s \cdot t_a})$$

$$V_r = V_m \times \left\{ 1 - \frac{1}{t_a \cdot k_s} (1 - e^{-k_s \cdot t_a}) \right\}$$

T_a : Acceleration torque [N·m]

V_m : Motor speed in rapid traverse [min^{-1}]

t_a : Acceleration time [sec]

J_M : Motor inertia [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

J_L : Load inertia [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

V_r : Motor speed at which the acceleration torque starts to decrease [min^{-1}]

k_s : Position loop gain [sec^{-1}]

η : Machine tool efficiency

e : base of a natural logarithm (≈ 2.71)

[Example of calculation for condition 4-1] Example of calculation

Try to perform linear acceleration/deceleration under the following condition.

$$V_m=3000 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$t_a=0.1 \text{ [s]}$$

$$k_s=30 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$J_L=0.00334 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2\text{]}$$

Select the β8/3000is provisionally selected in example of calculation <1>.

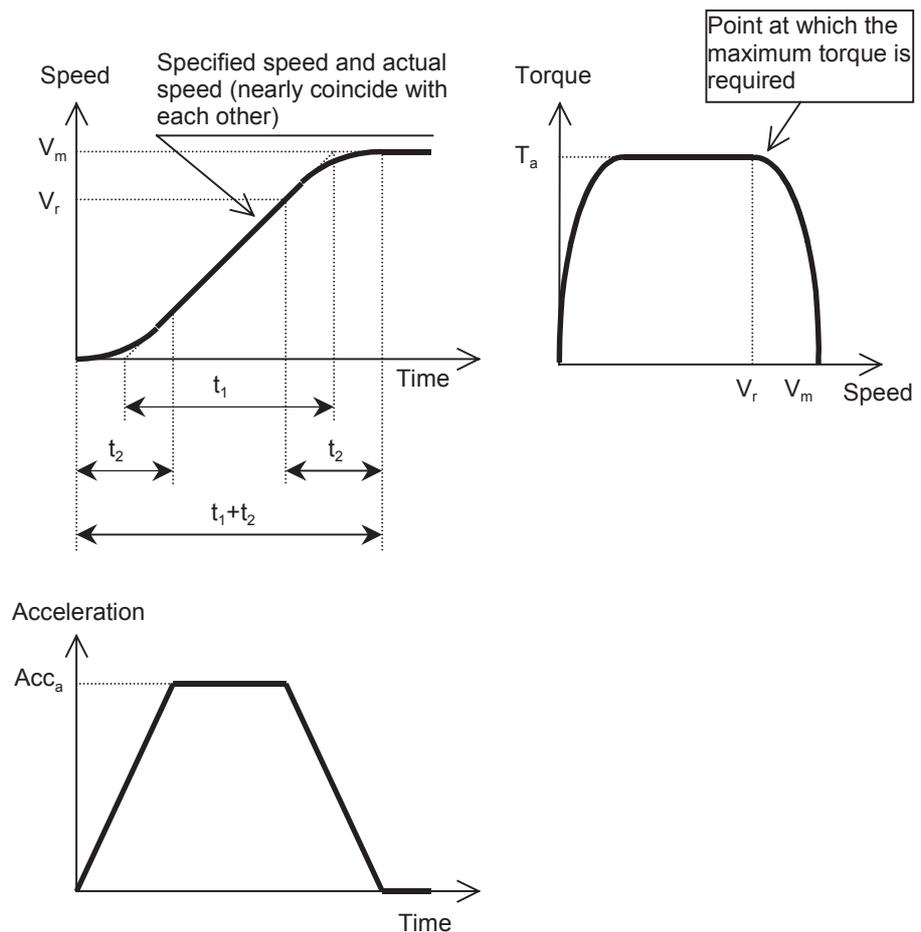
J_M motor inertia is 0.00117 [kg·m²] when β8/3000is is selected, so the load inertia is calculated as follows:

$$T_a = 3000 \times (2\pi/60) \times (1/0.1) \times (0.00117 + 0.00334 \div 0.9) \times (1 - e^{-30 \times 0.1})$$

$$= 14.6 \text{ [N}\cdot\text{m}] = 149 \text{ [kgf}\cdot\text{cm]}$$

$$V_r = 3000 \times \{1 - 1 / (0.1 \times 30) \times (1 - e^{-30 \times 0.1})\} = 2050 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Acceleration torque in feed-forward during rapid traverse + bell-shaped acceleration/deceleration



When the feed-forward coefficient is large enough, the acceleration torque in feed-forward during rapid traverse + bell-shaped acceleration/deceleration can approximate to the value obtained with the feed-forward coefficient = 1. When the feed-forward coefficient is 1, the equations for calculating the acceleration torque (T_a), speed (V_r), and maximum workpiece acceleration (Acc_a) are given below:

$$T_a = V_m \times \frac{2\pi}{60} \times \frac{1}{t_1} \times (J_M + J_L/\eta\eta)$$

$$V_r = V_m \times \left(1 - \frac{t_2}{2t_1}\right)$$

$$Acc_a = V_m \times \frac{2\pi}{60} \times \frac{1}{t_1} \times P$$

T_a : Acceleration torque [N·m]

V_m : Motor speed in rapid traverse [min^{-1}]

t_1 : Acceleration time constant T1 [sec]

t_2 : Acceleration time constant T2 [sec]

J_M : Motor inertia [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

J_L : Load inertia [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

η : Machine tool efficiency

V_r : Motor speed at which the acceleration torque starts to decrease [min^{-1}]

Acc_a : Maximum workpiece acceleration [m/sec^2] [G]

P : Pitch [m/rev]

(Reference)

Minimizing t_1 and increasing t_2 by the same amount allows the maximum workpiece acceleration (Acc_a) to be increased and the motor speed at which the acceleration torque starts to decrease (V_r) to be decreased. This allows the efficient use of the motor acceleration torque.

If t_2 is too large, the positioning completion time ($t_1 + t_2$) tends to increase.

Consequently, achieving a balance between t_1 and t_2 is effective in obtaining required specifications of the machine.

3.2.4.2 Calculating the torque required by the motor shaft in acceleration

To obtain the torque required by the motor shaft (T), add the constant load torque (T_m) to the acceleration torque (T_a).

$$T = T_a + T_m$$

- T : Torque required by the motor axis
 T_a : Acceleration torque
 T_m : Constant load torque

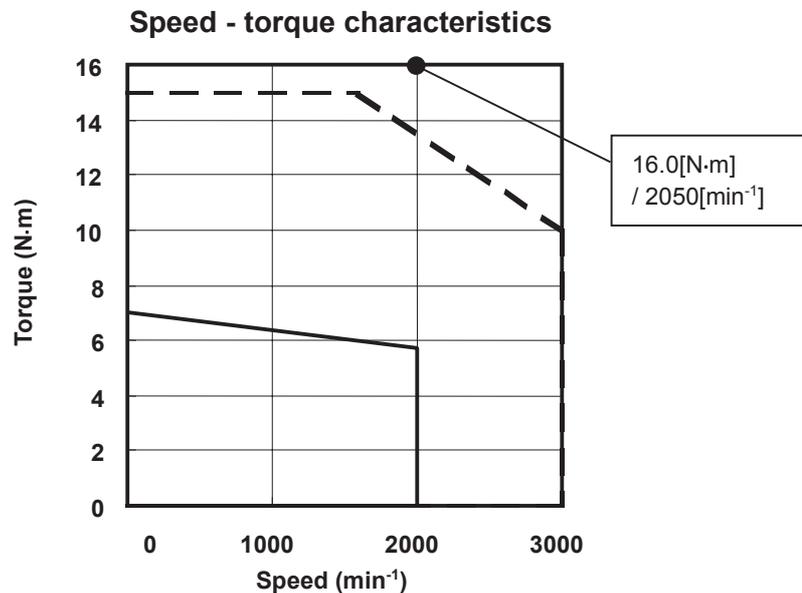
[Example of calculation for condition 4-2] Acceleration torque

When T_m is 1.4 [N·m] as calculated in example of calculation <1> and T_a is 14.6 [N·m] as calculated in example of calculation <4>-1, the acceleration torque (T) is calculated as follows:

$$T = 14.6 \text{ [N·m]} + 1.4 \text{ [N·m]} = 16.0 \text{ [N·m]}$$

The speed when the maximum torque is required (V_r) is 2050 [min^{-1}].

The speed-torque characteristics of the $\beta 8/3000is$, given below, show that the point of 16.0 [N·m]/2050 [min^{-1}] is beyond the intermittent operating zone of the $\beta 8/3000is$ (the torque is insufficient).



Speed - torque characteristics for $\beta 8/3000is$

If it is impossible to change the operation specifications of the shaft (such as to increase the acceleration time), a larger motor must be selected.

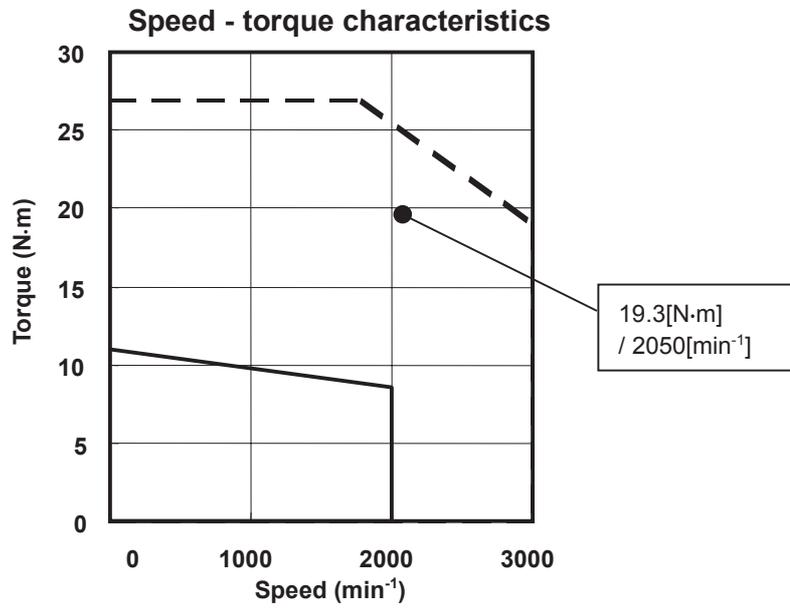
Select the $\beta 12/3000is$ (motor inertia (J_M) = 0.00228 [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$], 1.5 times load inertia ratio) and calculate the acceleration torque again.

$$T_a = 17.9 \text{ [N·m]} = 182.5 \text{ [kgf}\cdot\text{cm]}$$

$$V_r = 2050 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$T = 17.9 \text{ [N·m]} + 1.4 \text{ [N·m]} = 19.3 \text{ [N·m]}$$

The speed-torque characteristics of the β 12/3000is, given below, show that the point of 19.3 [N·m]/2050 [min⁻¹] is within the intermittent operating zone of the β 12/3000is (acceleration is possible).



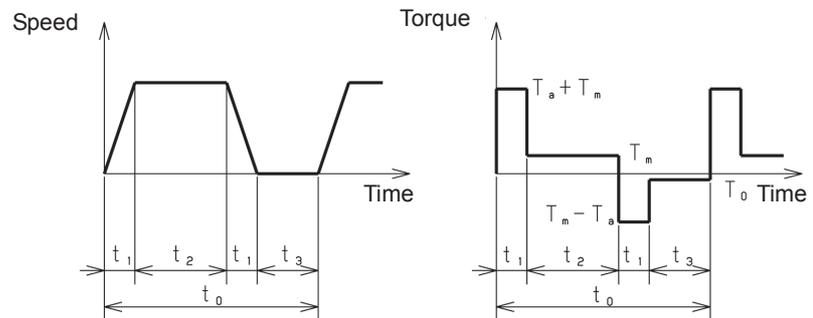
Speed - torque characteristics for β 12/3000is

3.2.5 Calculating the Root-mean-square Value of the Torques

A motor gets hot in proportion to the square of the torque. For a servo motor for which the load condition always changes, the calculated root-mean-square value of torque in a cycle must be sufficiently greater than the stall torque.

Root-mean-square value of torque in acceleration/deceleration in rapid traverse

First, generate an operation cycle which performs acceleration/deceleration in rapid traverse with a desired frequency of positioning in rapid traverse. Write the time-speed graph and time-torque graph as shown below.



From the time-torque graph, obtain the root-mean-square value of torques applied to the motor during the single operation cycle. Check whether the value is smaller than or equal to the torque at stall.

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{(T_a + T_m)^2 t_1 + T_m^2 t_2 + (T_m - T_a)^2 t_1 + T_0^2 t_3}{t_0}}$$

T_a : Acceleration torque [N·m] [kgf·cm]

T_m : Friction torque [N·m] [kgf·cm]

T_0 : Torque when stopped [N·m] [kgf·cm]

When T_{rms} falls within 90% of the stall torque T_s , the servo motor can be used. (The entire thermal efficiency and other margins must be considered.)

NOTE

The motor actually rotates, but the determination must be based on the stall torque.

When the motor is being operated at high speed for a comparatively large proportion of the time, you must take the rotating speed of the motor into consideration and evaluate whether output can be specified in terms of a continuous operation torque.

[Example of calculation for condition 5] Root-mean-square value of the torques

$\beta 12/3000is$ ($T_s = 1.4$ [N·m]), $T_a = 17.9$ [N·m],
 $T_m = T_o = 1.4$ [N·m], $t_1 = 0.1$ [sec], $t_2 = 2.0$ [sec], $t_3 = 3.0$ [sec]

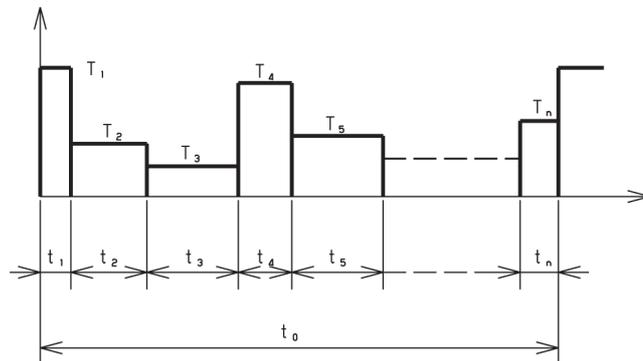
$$T_{rms} = \sqrt{\frac{(17.9+1.4)^2 \times 0.1 + 1.4^2 \times 2.0 + (17.9-1.4)^2 \times 0.1 + 1.4^2 \times 3.0}{0.1 \times 2 + 2.0 + 3.0}}$$

$$= 3.8$$
 [N·m] = 38.8 [kgf·cm] < $T_s \times 0.9 = 11 \times 0.9 = 9.9$ [N·m]
 = 101.0 [kgf·cm]

The $\beta 12/3000is$ can be used for operation.

Root-mean-square value of torque in a cycle in which the load varies

If the load conditions (cutting load, acceleration/deceleration conditions, etc.) vary widely in a single cycle, write a time-torque graph according to the operation cycle, as in above item. Obtain the root-mean-square value of the torques and check that the value is smaller than or equal to the torque at stall.



$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + T_3^2 t_3 + \dots + T_n^2 t_n}{t_0}}$$

$$t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n$$

NOTE

The motor actually rotates, but the determination must be based on the stall torque.
 When the motor is being operated at high speed for a comparatively large proportion of the time, you must take the rotating speed of the motor into consideration and evaluate whether output can be specified in terms of a continuous operation torque.

3.2.6 Calculating the Percentage Duty Cycle and ON Time with the Maximum Cutting Torque

Confirm that the time (duty percentage and ON time) during which the maximum cutting torque can be applied for cutting is shorter than the desired cutting time.

First, calculate the load torque applied when the cutting thrust (F_c) is applied to the motor shaft (T_{ms}). When this load torque is smaller than the product of the motor stall torque (T_s) and thermal efficiency (α), the motor can be used in continuous cutting. If the value is greater than the product, follow the procedure below to calculate the ON time during which the maximum cutting load torque (T_{ms}) can be applied to the motor (t_{ON}) and the percentage ratio (percentage duty cycle with the maximum cutting torque) of the ON time to the total time of a single cutting cycle (t).

α is assumed to be 0.9. Calculate the percentage considering the specifications of the machine.

Determining whether continuous operation can be performed with the maximum cutting torque

Calculate the percentage duty cycle, according to the following figure and expressions.

$$T_{ms} < T_s \times \alpha$$

Operation can be continued with the maximum cutting torque.
(The percentage duty cycle with the maximum cutting torque is 100%.)

$$T_{ms} > T_s \times \alpha$$

Calculate the percentage duty cycle, according to the following figure and expressions.

[Example of calculation for condition 6-1]

Percentage duty cycle and ON time with the maximum cutting torque

The load torque in cutting is calculated as follows:

$$F = F_c + \mu(W + F_g + F_{cf})$$

$$F = 980 + 0.05 \times (2940 + 490 + 294) = 1166[\text{N}] = 119[\text{kgf}]$$

$$T_m = (1166 \times 20 \times 10^{-3} \times 1) \div (2 \times \pi \times 0.9) + 0.8 = 4.9[\text{N} \cdot \text{m}] = 50[\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

The stall torque of the β 12/3000is (T_s) is 11 [N·m].

$$T_s \times \alpha = 11 \times 0.9 = 9.9[\text{N} \cdot \text{m}] = 101.0[\text{kgf} \cdot \text{cm}] > T_{ms} = 4.9[\text{N} \cdot \text{m}] = 50[\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

No problems will occur in continuous cutting.

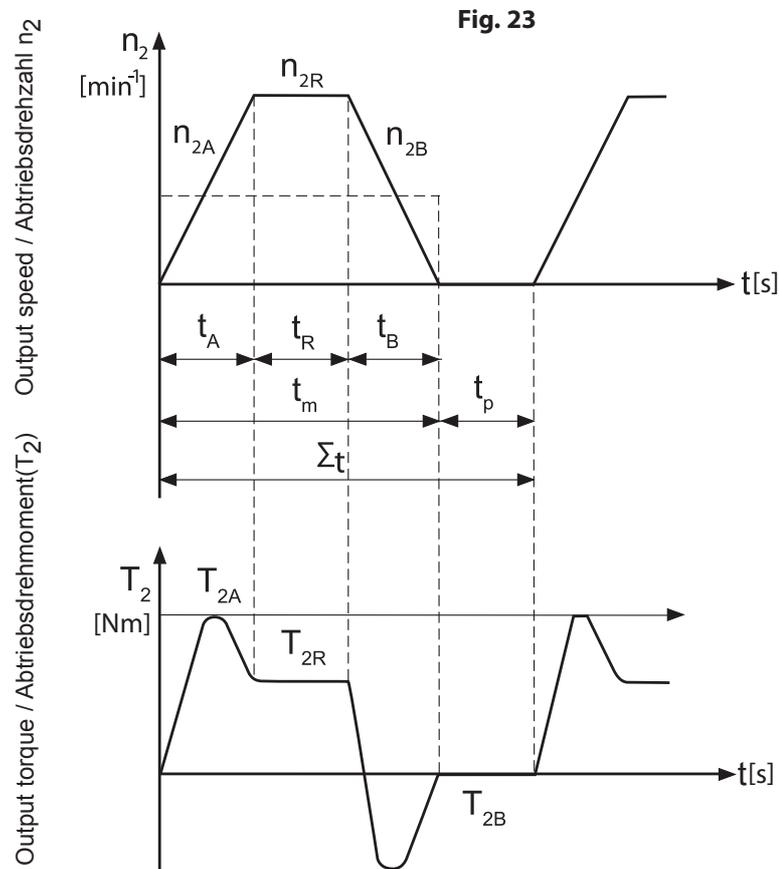
Fine Cyclo - FT

Selection procedure

Auswahlvorgang

Working cycle

Arbeitszyklus



n_{2A} = mean output speed during acceleration [min⁻¹]

n_{2R} = output speed with uniform movement [min⁻¹]

n_{2B} = mean output speed during braking [min⁻¹]

$n_{max.}$ = max. output speed [min⁻¹]

t_A = time for acceleration [sec]

t_A = time for braking [sec]

t_R = duration of uniform movement [sec]

t_m = duration of movement phase of a working cycle [sec]

t_p = duration of pauses [sec]

Σt = 1 cyclo time [sec]

T_A = acceleration torque [Nm]

T_R = friction torque with constant speed [Nm]

T_B = braking torque [Nm]

T_S = emergency torque [Nm]

T_{2t} = allowable transmitted torque by bolts

n_{2A} = mittlere Abtriebsdrehzahl während des Anfahrens [min⁻¹]

n_{2R} = Abtriebsdrehzahl bei gleichförmiger Bewegung [min⁻¹]

n_{2B} = mittlere Abtriebsdrehzahl während des Bremsens [min⁻¹]

$n_{max.}$ = max. Abtriebsdrehzahl [min⁻¹]

t_A = Anfahrzeit [sec]

t_A = Anfahrzeit [sec]

t_R = Zeit für gleichförmige Bewegung [sec]

t_m = Dauer der Bewegungsphase eines Arbeitszyklus [sec]

t_p = Pausenzeit [sec]

Σt = Dauer 1 Arbeitszyklus [sec]

T_A = Abtriebsmoment während des Anfahrens [Nm]

T_R = Reibungsmoment bei konstanter Drehzahl [Nm]

T_B = Bremsmoment [Nm]

T_S = Abtriebsmoment bei NOT-AUS [Nm]

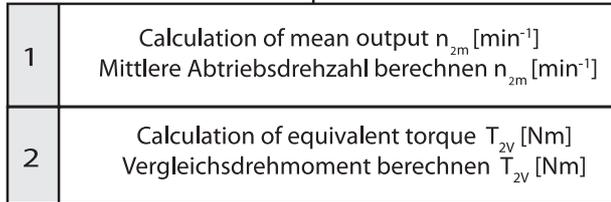
T_{2t} = zul übertragbares Drehmoment durch die Verschraubung

Working Cycle

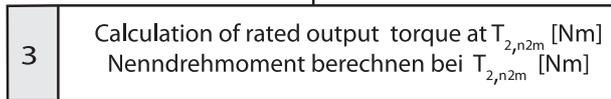
Arbeitszyklus

Flow chart / Flussdiagramm

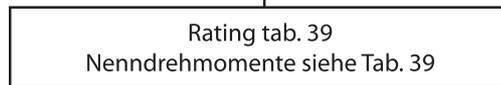
$$n_{2m} = \frac{t_A \cdot n_{2A} + t_R \cdot n_{2R} + t_B \cdot n_{2B}}{t_m}$$



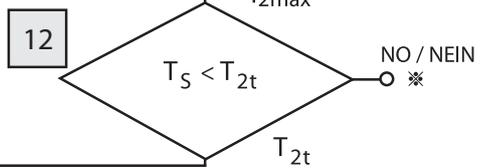
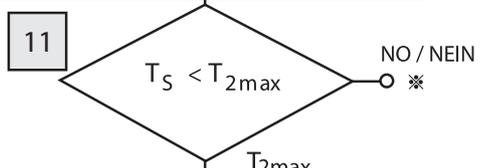
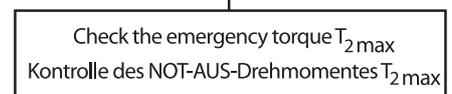
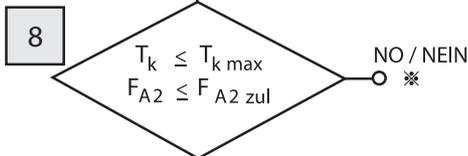
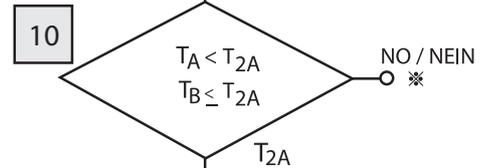
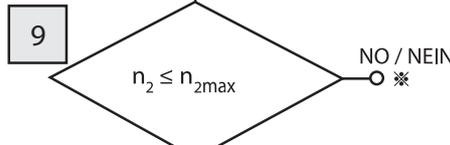
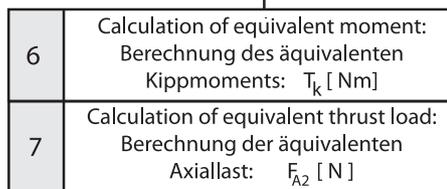
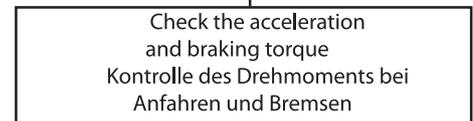
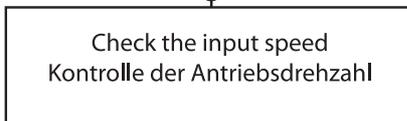
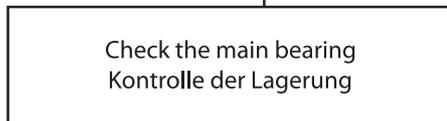
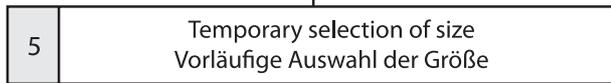
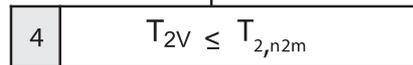
$$T_{2V} = \left(\frac{t_A \cdot n_{2A} \cdot T_A^3 + t_R \cdot n_{2R} \cdot T_R^3 + t_B \cdot n_{2B} \cdot T_B^3}{t_m \cdot n_{2m}} \right)^{1/3}$$



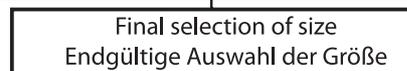
$$T_{2,n_{2m}} = \left(\frac{15}{n_{2m}} \right)^{0.3} \cdot T_{2,15}$$



$T_{2,15}$ Rated output torque at output speed output speed 15 rpm
Nennabtriebsdrehmoment bei Abtriebsdrehzahl 15 min⁻¹



* Return to No. 5
* Zu Punkt 5 zurück



T_{kmax} = max. moment rating [Nm] / see corresponding pages
 F_{A2zul} = allowable thrust load [N] / see corresponding pages
 T_{kmax} = max. Kippmoment [Nm] / siehe entsprechende Seiten
 F_{A2zul} = zul. Axiallast [N] / siehe entsprechende Seiten

T_{2t} = allowable transmitted torque by bolts [Nm]
 T_S = emergency torque [Nm]
 T_{2t} = zul. übertragbares Drehmoment durch die Verschraubung [Nm]
 T_S = Abtriebsdrehmoment bei NOT-AUS [Nm]

Selection
Auswahl
FT

Fine Cyclo - FT

Selection example

Auswahlbeispiel

Tab. 38

Working cycle

Arbeitszyklus

n_{2A}	10,5 min ⁻¹	T_A	600 Nm	t_A	0,3 sec	P_r	1000 N
n_{2R}	21,1 min ⁻¹	T_R	250 Nm	t_R	3,0 sec	l_r	350 mm
n_{2B}	10,5 min ⁻¹	T_B	400 Nm	t_B	0,3 sec	$F_{a2 Pull}$	200 N
n_{max}	21,1 min ⁻¹	T_S	1600 Nm	t_m	3,6 sec	l_a	50 mm
				t_p	3,6 sec		

Check by flow chart
(First temporary selection of size: T 255)

Kontrolle per Flußdiagramm
(Vorläufig ausgewählte Größe: T 255)

1

$$n_{2m} = \frac{0,3 \cdot 10,5 + 3 \cdot 21,1 + 0,3 \cdot 10,5}{3,6} = 19,3 \text{ min}^{-1}$$

2

$$T_{2V} = \left(\frac{0,3 \cdot 10,5 \cdot 600^3 + 3 \cdot 21,1 \cdot 250^3 + 0,3 \cdot 10,5 \cdot 400^3}{3,6 \cdot 19,3} \right)^{1/3} = 300 \text{ Nm}$$

3

$$T_{2, 19,3} \left(\frac{15}{19,3} \right)^{0,3} \cdot 412 = 382 \text{ Nm}$$

4

$$T_{2V} = 300 \text{ Nm} \leq 382 \text{ Nm} = T_{2,19,3}$$

5

Temporary selection of size / Vorläufige Auswahl F2C-T255-119

In case of / Im Falle von: $C_f = B_f = 1$

Tab. 45/46

6

$$T_k = (1 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 350 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 1 \cdot 200 \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 360 \text{ Nm}$$

Tab. 44

7

$$T_k = 360 \text{ Nm} \leq 1180 \text{ Nm} = T_{kmax}$$

Tab. 44

$$F_{A2} = 1 \times 1 \times 200 \text{ N} = 200 \text{ N}$$

Tab. 44

8

$$F_{A2} = 200 \text{ N} \leq 3930 \text{ N} = F_{A2zul}$$

Tab. 44

9

$$n_{max} = 21,1 \text{ min}^{-1} \leq 50 \text{ min}^{-1} = n_{2max}$$

Tab. 40

10

$$T_A = 600 \text{ Nm} \leq 1030 \text{ Nm} = T_{2A}$$

Tab. 40

$$T_B = 400 \text{ Nm} \leq 1030 \text{ Nm} = T_{2B}$$

Tab. 40

11

$$T_S = 1600 \text{ Nm} \leq 2060 \text{ Nm} = T_{2max}$$

Tab. 40

12

$$T_S = 1600 \text{ Nm} \leq 2690 \text{ Nm} = T_{2t}$$

Tab. 49

Definition of size

Endgültige Auswahl

F2C-T255-119

Speed Ratio & Rotational Selection

Übersetzungsverhältnis & Drehrichtung

Fig. 24

Note: The rotational direction of the FT series is **not** the same as one of the FA series.

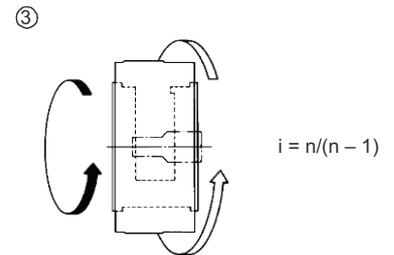
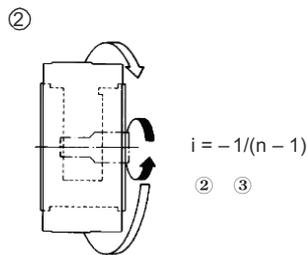
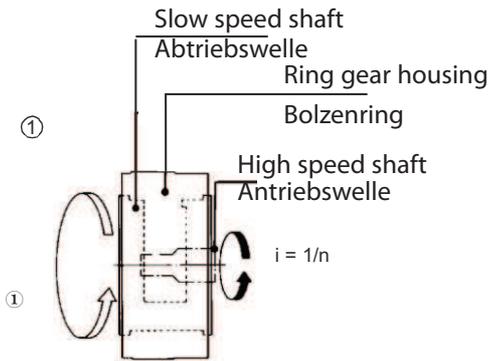
Achtung: Die Drehrichtung der Serie FT entspricht nicht der Drehrichtung der Serie FA.

n = exact reduction ratio in rating tab. 39/effektive Übersetzung in Tab. 39

$$i = \text{speed ratio} = \frac{\text{input speed}}{\text{output speed}}$$

$$\text{Übersetzung} = \frac{\text{Antriebsdrehzahl}}{\text{Abtriebsdrehzahl}}$$

- = means opposite direction / bedeutet entgegengesetzte Drehrichtung



Reducer	
Input	High speed shaft
Output	Slow speed shaft
Fixed	Ring gear housing

Reducer	
Input	High speed shaft
Output	Ring gear housing
Fixed	Slow speed shaft

Reducer	
Input	Slow speed shaft
Output	Ring gear housing
Fixed	High speed shaft

Getriebe	
Antrieb	Antriebswelle
Abtrieb	Abtriebswelle
Feststehend	Bolzenring

Getriebe	
Antrieb	Antriebswelle
Abtrieb	Bolzenring
Feststehend	Abtriebswelle

Getriebe	
Antrieb	Abtriebswelle
Abtrieb	Bolzenring
Feststehend	Antriebswelle



Tab. 39.1
Rating table / Auswahlliste

Size Größe	n_{2m} [min ⁻¹]		5			10			15			20			25		
	i_n	i_e	T_{2N}	n_1	P_1	T_{2N}	n_1	P_1	T_{2N}	n_1	P_1	T_{2N}	n_1	P_1	T_{2N}	n_1	P_1
T155	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5	232	593	0,16	188	1185	0,26	167	1778	0,35	153	2370	0,43	143	2963	0,5
	141	141		705			1410			2115			2820			3525	
T255	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5	573	593	0,4	465	1185	0,65	412	1778	0,86	378	2370	1,05	353	2963	1,23
	141	141		705			1410			2115			2820			3525	
T355	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5	1091	593	0,76	886	1185	1,24	785	1778	1,64	720	2370	2,01	673	2963	2,35
	141	141		705			1410			2115			2820			3525	
T455	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5		593			1185			1778			2370			2963	
	141	141	1770	705	1,24	1440	1410	2,01	1280	2115	2,67	1170	2820	3,26	1090	3525	3,81
	171	171		855			1710			2565			3420			4275	
T555	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5		593			1185			1778			2370			2963	
	141	141	2730	705	1,9	2220	1410	3,09	1960	2115	4,1	1800	2820	5,02	1680	3525	5,87
	171	171		855			1710			2565			3420			4275	
T655	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5		593			1185			1778			2370			2963	
	141	141	4360	705	3,04	3550	1410	4,94	3140	2115	6,56	2880	2820	8,03	2690	3525	9,39
	171	171		855			1710			2565			3420			4275	
T755	81	81		405			810			1215			1620			2025	
	119	118,5		593			1185			1778			2370			2963	
	141	141	6140	705	4,28	4990	1410	6,95	4410	2115	9,23	4050	2820	11,3	3790	3525	13,2
	171	171		855			1710			2565			3420			4275	

i_n = nominal reduction ratio
 i_e = exact reduction ratio
 T_{2N} = rated output torque [Nm]
 Rated output torque for output speeds n_{2m} below 5 min⁻¹ are the same as for 5 min⁻¹.
 P_1 = allowable input power [kW]
 n_1 = allowable input speed [min⁻¹]
 n_{1m} = mean input speed [min⁻¹]
 n_{2m} = mean output speed [min⁻¹]
 T_{2A} = max. acceleration or deceleration torque [Nm]
 T_{2max} = allowable peak torque for emergency stop [Nm]
 n_{2max} = allowable maximum output speed [min⁻¹]
 J = mass moment of inertia [10⁻⁴ kg m²]
 J1: including inertia of high speed shaft
 J2: only inertia of sun gear-portion

i_n = Nennübersetzung
 i_e = effektive Übersetzung
 T_{2N} = Nenn Drehmoment [Nm]
 Drehmomente für Abtriebsdrehzahlen n_{2m} unter 5 min⁻¹ sind identisch mit denen bei 5 min⁻¹.
 P_1 = zulässige Antriebsleistung [kW]
 n_1 = zulässige Antriebsdrehzahl [min⁻¹]
 n_{1m} = mittlere Antriebsdrehzahl [min⁻¹]
 n_{2m} = mittlere Abtriebsdrehzahl [min⁻¹]
 T_{2A} = max. Beschleunigungs- oder Bremsmoment [Nm]
 T_{2max} = max. zulässiges Drehmoment für NOT-AUS [Nm]
 n_{2max} = max. zulässige Abtriebsdrehzahl [min⁻¹]
 J = Massenträgheitsmoment [10⁻⁴ kg m²]
 J1: inkl. des Trägheitsmoments der Antriebswelle
 J2: nur Trägheitsmoment des Sonnenradteils

Torque Ratings

Nenn Drehmomente

Tab. 39.2
Rating table (continued) / Auswahlliste (Fortsetzung)

Size Größe	n _{2m} [min ⁻¹]		30			40			50			60			J		[kg]
			T _{2N}	n ₁	P ₁	T _{2N}	n ₁	P ₁	T _{2N}	n ₁	P ₁	T _{2N}	n ₁	P ₁	x10 ⁻⁴	[kgm ²]	
F2C(F)-	i _n	i _e													1	2	
T155	81	81		2430			3240			4050					0,138	0,062	4,8
	119	118,5	135	3555	0,57	124	4740	0,69	116	5925	0,81	110	7110	0,92	0,103	0,041	
	141	141		4230			6840			7050			8460		0,092	0,034	
T255	81	81		2430			3240			4050					0,373	0,184	8,4
	119	118,5	335	3555	1,40	307	4740	1,40	287	5925	2,00				0,263	0,114	
	141	141		4230			6840			7050					0,23	0,09	
T355	81	81		2430			3240								1,05	0,515	14
	119	118,5	637	3555	2,67	585	4740	3,26							0,733	0,32	
	141	141		4230			6840								0,638	0,255	
T455	81	81		2430											2,55	1,31	24
	119	118,5		3555	4,33										1,92	0,798	
	141	141	1040	4230											1,72	0,63	
	171	171		5130											1,54	0,48	
T555	81	81		2430											4,98	2,68	34
	119	118,5		3555	6,66										3,65	1,64	
	141	141	1590	4230											3,23	1,3	
	171	171		5130											2,88	0,99	
T655	81	81													9,65	5,10	48
	119	118,5													7,13	3,13	
	141	141													6,35	2,74	
	171	171													5,68	1,88	
T755	81	81													16,7	8,93	71
	119	118,5													12,2	5,48	
	141	141													10,8	4,33	
	171	171													9,6	3,3	

Tab. 40

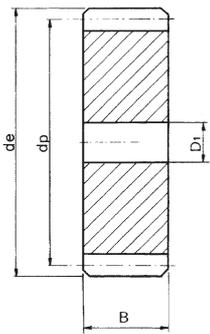
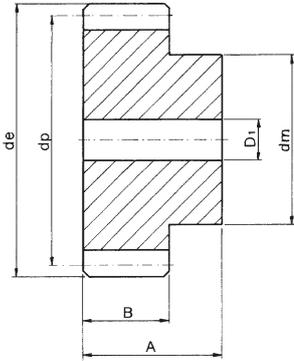
Size Größe F2C(F)-	nominal reduction ratio Nennübersetzung i _n	T _{2A} [Nm]	T _{2max} [Nm] *	n _{2max} [min ⁻¹]
T155	81...141	417	834	60
T255	81...141	1030	2060	50
T355	81...141	1960	3920	40
T455	81...171	3190	6380	30
T555	81...171	4910	9820	30
T655	81...171	7850	15700	25
T755	81...171	11000	22000	25

* max. 1.000 times

* max. 1.000 mal

Rodas dentadas cilíndricas

Ângulo de pressão 20°



Largura "B" para:

- Modulo 1 = 15 mm
- Modulo 1,5 = 17 mm
- Modulo 2 = 20 mm
- Modulo 2,5 = 25 mm
- Modulo 3 = 30 mm
- Modulo 4 = 40 mm
- Modulo 5 = 50 mm
- Modulo 6 = 60 mm

Altura total "A" para:

- Modulo 1 = 25 mm
- Modulo 1,5 = 30 mm
- Modulo 2 = 35 mm
- Modulo 2,5 = 45 mm
- Modulo 3 = 50 mm
- Modulo 4 = 60 mm
- Modulo 5 = 75 mm
- Modulo 6 = 80 mm

Material C43 - UNI 7847

Z	Mod. 3				Mod. 4				Mod. 5				Mod. 6			
	de	dp	dm	D ₁	de	dp	dm	D ₁	de	dp	dm	D ₁	de	dp	dm	D ₁
12	42	36	27	12	56	48	35	14	70	60	45	20	84	72	54	20
13	45	39	30	12	60	52	40	14	75	65	50	20	90	78	60	20
14	48	42	33	12	64	56	45	14	80	70	55	20	96	84	65	20
15	51	45	35	12	68	60	45	14	85	75	60	20	102	90	70	20
16	54	48	38	14	72	64	50	16	90	80	65	20	108	96	75	20
17	57	51	42	14	76	68	50	16	95	85	70	20	114	102	80	20
18	60	54	45	14	80	72	50	16	100	90	70	20	120	108	80	20
19	63	57	45	14	84	76	60	16	105	95	70	20	126	114	80	20
20	66	60	45	14	88	80	60	16	110	100	80	20	132	120	90	20
21	69	63	45	16	92	84	70	16	115	105	80	20	138	126	90	20
22	72	66	50	16	96	88	70	16	120	110	80	20	144	132	90	20
23	75	69	50	16	100	92	75	20	125	115	90	20	150	138	110	20
24	78	72	50	16	104	96	75	20	130	120	90	20	156	144	110	25
25	81	75	60	16	108	100	75	20	135	125	90	20	162	150	110	25
26	84	78	60	16	112	104	75	20	140	130	100	20	168	156	110	25
27	87	81	60	16	116	108	75	20	145	135	100	20	174	162	-	25
28	90	84	60	16	120	112	75	20	150	140	100	25	180	168	-	25
29	93	87	60	16	124	116	75	20	155	145	110	25	186	174	-	25
30	96	90	60	16	128	120	75	20	160	150	110	25	192	180	-	25
31	99	93	60	16	132	124	80	20	165	155	-	25	198	186	-	25
32	102	96	70	16	136	128	80	20	170	160	-	25	204	192	-	25
33	105	99	70	16	140	132	80	20	175	165	-	25	210	198	-	25
34	108	102	70	16	144	136	80	20	180	170	-	25	216	204	-	25
35	111	105	70	16	148	140	80	20	185	175	-	25	222	210	-	25
36	114	108	70	20	152	144	80	25	190	180	-	25	228	216	-	25
37	117	111	70	20	156	148	-	25	195	185	-	25	234	222	-	25
38	120	114	80	20	160	152	-	25	200	190	-	25	240	228	-	25
39	123	117	80	20	164	156	-	25	205	195	-	25	246	234	-	25
40	126	120	80	20	168	160	-	25	210	200	-	25	252	240	-	25
41	129	123	80	20	172	164	-	25	215	205	-	25	258	246	-	25
42	132	126	80	20	176	168	-	25	220	210	-	25	264	252	-	25
43	135	129	80	20	180	172	-	25	225	215	-	25	270	258	-	25
44	138	132	90	20	184	176	-	25	230	220	-	25	276	264	-	25
45	141	135	90	20	188	180	-	25	235	225	-	25	282	270	-	25
46	144	138	90	20	192	184	-	25	240	230	-	25	288	276	-	25
47	147	141	100	20	196	188	-	25	245	235	-	25	294	282	-	25
48	150	144	100	20	200	192	-	25	250	240	-	25	300	288	-	25
49	153	147	-	20	204	196	-	25	255	245	-	25	306	294	-	30
50	156	150	-	20	208	200	-	25	260	250	-	30	312	300	-	30
51	159	153	-	20	212	204	-	25	265	255	-	30	318	306	-	30
52	162	156	-	20	216	208	-	25	270	260	-	30	324	312	-	30
53	165	159	-	20	220	212	-	25	275	265	-	30	330	318	-	30
54	168	162	-	20	224	216	-	25	280	270	-	30	336	324	-	30
55	171	165	-	20	228	220	-	25	285	275	-	30	342	330	-	30
56	174	168	-	20	232	224	-	25	290	280	-	30	348	336	-	30
57	177	171	-	20	236	228	-	25	295	285	-	30	354	342	-	30
58	180	174	-	20	240	232	-	25	300	290	-	30	360	348	-	30
59	183	177	-	20	244	236	-	25	305	295	-	30	366	354	-	30
60	186	180	-	20	248	240	-	25	310	300	-	30	372	360	-	30
61	189	183	-	20	252	244	-	25	315	305	-	30	378	366	-	30
62	192	186	-	20	256	248	-	25	320	310	-	30	384	372	-	30
63	195	189	-	20	260	252	-	25	325	315	-	30	390	378	-	30
64	198	192	-	20	264	256	-	25	330	320	-	30	396	384	-	30
65	201	195	-	20	268	260	-	25	335	325	-	30	402	390	-	30
66	204	198	-	20	272	264	-	25	340	330	-	30	408	396	-	30
67	207	201	-	20	276	268	-	25	345	335	-	30	414	402	-	30
68	210	204	-	20	280	272	-	25	350	340	-	30	420	408	-	30
69	213	207	-	20	284	276	-	25	355	345	-	30	426	414	-	30
70	216	210	-	25	288	280	-	25	360	350	-	30	432	420	-	30
72	222	216	-	25	296	288	-	25	370	360	-	30	444	432	-	30
75	231	225	-	25	308	300	-	25	385	375	-	30	462	450	-	30
76	234	228	-	25	312	304	-	30	390	380	-	30	468	456	-	30
80	246	240	-	25	328	320	-	30	410	400	-	30	492	480	-	30
85	261	255	-	25	348	340	-	30	435	425	-	30	522	510	-	30
90	276	270	-	25	368	360	-	30	460	450	-	30	552	540	-	30
95	291	285	-	25	388	380	-	30	485	475	-	30	582	570	-	30
100	306	300	-	25	408	400	-	30	510	500	-	30	612	600	-	30
110	336	320	-	25	448	440	-	30	560	550	-	30	672	660	-	30
114	348	342	-	30	464	456	-	30	580	570	-	30	696	684	-	30
120	366	360	-	30	488	480	-	30	610	600	-	30	732	720	-	30
127	387	381	-	30	516	508	-	30	645	635	-	30	774	762	-	30