



# OTIMIZAÇÃO DO CIRCUITO DE SOPRO, VÁCUO E AR COMPRIMIDO

**PAULA SUSANA PINTO RAIMUNDO**

Novembro de 2016

# OTIMIZAÇÃO DO CIRCUITO DE SOPRO, VÁCUO E AR COMPRIMIDO

*Paula Susana Pinto Raimundo*

Dissertação de Mestrado

Orientador: Professor Christopher Sá

Orientador na Empresa: Engenheira Andrea Carneiro



Mestrado em Engenharia Química Ramo Otimização Energética na  
Indústria Química

Departamento de Engenharia Química

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Novembro de 2016



# AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar o meu reconhecimento e sinceros agradecimentos a todos os que me ajudaram a realizar esta dissertação e cuja colaboração assumiu um importante papel.

Queria desde já agradecer à *Lidergraf* – Artes Gráficas, S.A a possibilidade de efetuar o estágio numa empresa tão conceituada.

À Engenheira Andrea Carneiro, orientadora na *Lidergraf*, pela partilha de conhecimentos, apoio e dedicação. A sua total disponibilidade e preocupação demonstrada em todas as fases, foram indispensáveis para a realização deste trabalho.

Ao Professor Christopher Sá, orientador no Instituto Superior de Engenharia do Porto, pela disponibilidade e atenção que sempre demonstrou, pelos conselhos e sugestões efetuadas durante a realização de todo o trabalho que se revelaram extremamente importantes.

A toda a equipa da *Lidergraf* pela ajuda prestada e completa disponibilidade.

À minha família, à minha irmã e ao meu cunhado pela confiança que sempre depositaram no meu trabalho, pela paciência e compreensão. Aos meus pais, por sempre me incentivarem perante os desafios, a fazer mais e melhor. Uma palavra de reconhecimento muito especial para eles, pelo amor incondicional e pelas oportunidades que me proporcionaram.

Ao meu namorado, pela ajuda, apoio, confiança e pela valorização sempre tão entusiasta do meu trabalho. Obrigada por sempre acreditares nas minhas capacidades e por todo o amor e dedicação.

A minha profunda gratidão aos meus amigos, em especial à Cátia Ferreira sem a qual não teria tido a mesma força de vontade.



# SUMÁRIO

Esta dissertação foi desenvolvida na empresa *Lidergraf – Artes Gráficas, S.A*, com o objetivo de estudar as linhas de sopro, vácuo e ar comprimido que asseguram a alimentação das máquinas aí instaladas, através do levantamento e análise das necessidades pneumáticas da empresa. A empresa em estudo é constituída por dois edifícios e cada um deles apresenta, atualmente, problemas distintos.

No edifício 1, o sistema centralizado de produção de sopro (com variador de frequência) encontra-se danificado. Segundo dados de 2010, o *blower* passava apenas 1% do tempo na zona ótima do variador de frequência e, portanto, a avaria ocorreu devido ao sobredimensionamento do equipamento. Verificou-se que, apesar das máquinas estarem em produção simultânea, o consumo nunca era o máximo, visto que não utilizavam as suas funcionalidades em plenitude. Assim, analisou-se os consumos das máquinas, face a um regime de funcionamento na gama 60 – 80%, no sentido de avaliar a vantagem económica de proceder à reparação do equipamento atual ou adquirir uma nova unidade de produção de sopro. Após este estudo, optou-se por reparar o equipamento e ligar a máquina *Helderberg M600* ao sistema central visto que, até à data, possuía um *blower* dedicado. Por consequência desta intervenção, procedeu-se ao estudo do perfil de funcionamento do *blower*, verificando-se que o tempo de operação na zona ótima do variador de frequência passou de 1% para 59%. Ainda no mesmo edifício, o sistema centralizado de produção de vácuo não apresentava variador de frequência, ou seja, operava em regime carga/vazio. Assim, avaliou-se a vantagem de instalar um variador de frequência externo, verificando-se que este iria permitir uma poupança de 66,8%. No entanto, este procedimento foi desaconselhado pelo fornecedor.

No edifício 2, o sistema central de produção de vácuo é constituído por duas bombas sem variador de frequência, estando uma danificada e a outra com alguns problemas de funcionamento. Visto que uma bomba garantia as necessidades de vácuo, concluiu-se que o regime de funcionamento máximo era de 56,5%. Partindo deste pressuposto, avaliou-se a hipótese de adquirir uma nova bomba de vácuo sem variador de frequência, e a possibilidade de instalar um variador de frequência externo. Para a resolução do problema a melhor opção seria a aquisição do variador de frequência externo, permitindo uma poupança

anual de 45,9% com um tempo de retorno do investimento de aproximadamente 1 ano e 8 meses.

Relativamente ao ar comprimido, o sistema centralizado é constituído por dois compressores que operam de forma alternada e asseguram as necessidades de ambos os edifícios. Verificou-se que o edifício 2 representa 90% dos consumos de ar comprimido enquanto o edifício 1 representa apenas 10%.

**PALAVRAS – CHAVE:** Otimização energética, ar comprimido, *blower*, bomba de vácuo, variador de frequência, dimensionamento de compressores.

# ABSTRACT

This dissertation was developed in a company called *Lidergraf* - Artes Graphic, S.A., with the aim of studying the lines of blowing, vacuum and compressed air ensuring the feeding of machines installed therein, through the survey and analysis of pneumatic needs of the company. The company in study consists of two buildings in which each has distinct problems.

In the first building, the centralized system blowing production (with frequency inverter) is found damaged. According to 2010 data, the blower spent only 1% of the time in the best area of the frequency inverter and therefore the fault checked was due to the oversizing of the equipment. It appeared that, although the machines are in simultaneous production and consumption will never be maximum, since the machines do not use its functions fully. Thus, we analyzed the consumption of machines compared to an operating system of the first building between 60 to 80%, in order to assess the economic advantage to carry out the repair of existing equipment or purchase a new blower. After this study, it was decided to repair the equipment and connect the *Helderberg M600* machine to the central system until that moment, had a dedicated blower. As a result of this intervention, we proceeded to study the blower operating profile, verifying that the operating time in the optimal frequency inverter zone increased from 1% to 59%. In the same building, the centralized vacuum production does not have the frequency inverter that is, on on/off . Thus, we evaluated the advantage of installing an external frequency inverter, verifying that this would allow an 66.8% savings. However, this procedure is not recommended by the supplier.

In the second building, the central vacuum producing system consists of two pumps without frequency converter, having one damaged and the other one with some malfunction. As seen a vacuum pump guaranties its own needs, and so, concluded that the maximum operating range of the building in question was 56.5%. Under this assumption, we evaluated the chance of buying a new vacuum pump without the frequency inverter and with the possibility of installing a variable external frequency. To solve the problem in this building the best option would be the purchase of an external frequency inverter allowing annual savings of 45.9% with a long return on investment of about 1 year and 8 months.

Regarding the compressed air, the centralized system consists of two compressors which operate alternately and ensure the needs of both buildings. It was verified that the second

building represents 90% of the compressed air consumption while the first building represents only 10%.

**KEYWORDS:** Energy optimization, compressed air, blower, vacuum pump, frequency inverter, compressor dimensioning.

# ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. <i>Lidergraf</i> – Artes Gráficas, S.A .....	2
1.1.1. História .....	3
1.1.2. Missão, Visão e Valores.....	3
1.2. Contextualização e Objetivos .....	4
1.3. Organização da Dissertação.....	5
2. TECNOLOGIA EM ESTUDO .....	7
2.1. Tecnologia do Ar .....	7
2.2. Introdução aos Sistemas de Compressão Industrial .....	9
2.3. Compressores Volumétricos Rotativos .....	12
2.3.1. Compressor do Tipo <i>Roots</i> .....	13
2.3.2. Compressor de Alhetas.....	14
2.3.3. Compressor de Parafuso .....	16
2.4. Redes de Distribuição de Ar .....	17
3. DIMENSIONAMENTO .....	19
3.1. Condições Ambientais para o Dimensionamento.....	19
3.2. Determinação do Caudal de Ar Ótimo do Compressor .....	20
3.3. Determinação da Pressão Ótima do Compressor .....	21
4. VARIADORES DE FREQUÊNCIA .....	25
5. EDIFÍCIO 1 .....	29
5.1. Análise da Linha de Sopros.....	29
5.1.1. Levantamento das Necessidades de Sopros.....	29
5.1.2. Características do <i>Blower</i> Atualmente Instalado .....	31

5.1.3.	Perfil de Funcionamento do <i>Blower</i> Atualmente Instalado.....	32
5.1.4.	Rede de Sopro e Dimensionamento do <i>Blower</i> .....	33
5.1.5.	Levantamento/Análise das Características de <i>Blowers</i> Alternativos.....	36
5.1.6.	Análise Económica e Resolução do Problema .....	44
5.1.7.	Reparação do <i>Blower</i> Atualmente Instalado e Monitorização do seu Funcionamento .....	45
5.2.	Análise da Linha de Vácuo .....	48
5.2.1.	Levantamento das Necessidades de Vácuo .....	48
5.2.2.	Características da Bomba de Vácuo Atualmente Instalada .....	50
5.2.3.	Estimativa do Tempo de Laboração das Máquinas e Respetivos Consumos.....	50
5.2.4.	Avaliação da Vantagem de Integrar um Variador de Frequência na Bomba de Vácuo Atualmente Instalada .....	52
5.2.5.	Rede de Vácuo .....	56
6.	EDIFÍCIO 2 .....	57
6.1.	Levantamento das Necessidades de Sopro.....	57
6.2.	Análise da Linha de Vácuo .....	59
6.2.1.	Levantamento das Necessidades de Vácuo .....	60
6.2.2.	Características das Bombas de Vácuo Atualmente Instaladas.....	61
6.2.3.	Dimensionamento da Bomba de Vácuo .....	61
6.2.4.	Estimativa do Tempo de Laboração das Máquinas e Respetivos Consumos.....	62
6.2.5.	Levantamento/Análise das Características das Bombas de Vácuo Alternativas .....	64
6.2.6.	Análise Económica e Resolução do Problema .....	70
7.	AR COMPRIMIDO .....	71
7.1.	Levantamento das Necessidades de Ar Comprimido.....	71
7.2.	Características dos Compressores Atualmente Instalados .....	73
7.3.	Rede de Ar Comprimido do Edifício 1 .....	73

8. CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHO FUTURO.....	77
9. BIBLIOGRAFIA.....	79

## **ANEXOS**

<b>ANEXO A</b> – Determinação do Caudal Máximo de Sopro Consumido pelas Máquinas do Edifício 1 e Edifício 2 .....	81
<b>ANEXO B</b> – Determinação do Regime de Funcionamento do Edifício 1 para Proceder ao Dimensionamento do <i>Blower</i> .....	84
<b>ANEXO C</b> – Diagramas da Rede de Sopro e Vácuo do Edifício 1.....	87
<b>ANEXO D</b> – Dados para a Escolha do <i>Blower</i> com Caudal mais Adequado para Cada um dos Cenários Considerados (Edifício 1).....	91
<b>ANEXO E</b> – Determinação do Caudal Máximo de Vácuo Consumido pelas Máquinas do Edifício 1.....	94
<b>ANEXO F</b> – Estimativa dos Consumos de Bombas de Vácuo sem Variador de Frequência (Edifício 1 e 2).....	96
<b>ANEXO G</b> –Avaliação da Vantagem de Integrar um Variador de Frequência em Bombas de Vácuo sem VSD (Edifício 1 e 2).....	99
<b>ANEXO H</b> – Diagramas das Máquinas Instaladas no Edifício 2 .....	103
<b>ANEXO I</b> – Tempo de Laboração das Máquinas Consumidoras de Vácuo do Edifício 2 de 1 de Junho a 9 de Agosto de 2016 .....	109
<b>ANEXO J</b> – Determinação dos Consumos da Bomba de Vácuo com Variador de Frequência ( <i>Atlas Copco</i> ) para o Edifício 2.....	115
<b>ANEXO L</b> – Diagrama da Rede de Ar Comprimido do Edifício 1 .....	119



# ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1.1</b> – Evolução da dependência energética de Portugal.....	1
<b>Figura 1.2</b> – Empresa <i>Lidergraf</i> – Artes Gráficas, S.A e respetiva localização .....	2
<b>Figura 2.1</b> – Representação esquemática da relação entre a pressão atmosférica, pressão relativa e pressão absoluta.....	8
<b>Figura 2.2</b> – Tipos de compressores existentes para os tipos de compressão via dinâmica e via volumétrica.....	9
<b>Figura 2.3</b> – Diagrama Pressão-Volume para a compressão ideal do ar.....	10
<b>Figura 2.4</b> – Diagrama Pressão-Volume para a compressão real do ar .....	12
<b>Figura 2.5</b> – Representação esquemática do princípio de funcionamento de um compressor do tipo <i>Roots</i> .....	13
<b>Figura 2.6</b> – Representação esquemática do princípio de funcionamento de um compressor de alhetas.....	15
<b>Figura 2.7</b> – Representação esquemática do princípio de funcionamento de um compressor de parafuso .....	16
<b>Figura 2.8</b> – Representação esquemática das redes de distribuição de ar.....	17
<b>Figura 2.9</b> – Representação esquemática das derivações das redes de distribuição de ar.	18
<b>Figura 3.1</b> – Comprimento equivalente, em metros, de acessórios para tubagem .....	23
<b>Figura 4.1</b> – Consumo energético face às necessidades de ar num sistema carga/vazio ...	26
<b>Figura 4.2</b> – Consumo energético, em regime carga/vazio, relativamente à pressão .....	26
<b>Figura 4.3</b> – Consumo energético face às necessidades de ar num sistema com VSD .....	27
<b>Figura 4.4</b> – Relação entre a percentagem da capacidade e o consumo de energia de um compressor com VSD.....	28
<b>Figura 5.1</b> – Representação esquemática do <i>blower</i> atualmente instalado .....	46
<b>Figura 5.2</b> – Consumos da bomba de vácuo atualmente instalada sem variador de frequência e após a sua integração (edifício 1).....	56

<b>Figura 6.1</b> – Representação esquemática da obtenção de sopro através do estrangulamento do ar comprimido.....	58
<b>Figura 6.2</b> – Consumo da bomba de vácuo <i>Busch</i> sem variador de frequência e após a sua instalação (edifício 2) .....	70
<b>Figura 7.1</b> – Dimensões da secção transversal das tubagens da rede de ar comprimido do edifício 1 .....	74
<b>Figura 7.2</b> – Fotografias da rede de ar comprimido antes e depois da intervenção .....	75
<b>Figura 7.3</b> – Ampliação do diagrama da rede de ar comprimido antes e depois da intervenção .....	76

# ÍNDICE DE TABELAS

	Pág.
<b>Tabela 3.1</b> – Condições ambientais para o dimensionamento.....	19
<b>Tabela 5.1</b> – Levantamento dos consumos referentes ao sopro das diversas máquinas instalados no edifício 1 .....	30
<b>Tabela 5.2</b> – Características do <i>blower</i> atualmente instalado no edifício 1 .....	32
<b>Tabela 5.3</b> – Dados relativos ao perfil de funcionamento do <i>blower</i> em 2010 (edifício 1) ....	32
<b>Tabela 5.4</b> – Caudais para efetuar o dimensionamento do <i>blower</i> do edifício 1 .....	34
<b>Tabela 5.5</b> – Dados para determinação da queda de pressão na tubagem da rede de sopro do edifício 1 .....	35
<b>Tabela 5.6</b> – Quedas de pressão na tubagem para efetuar o dimensionamento do <i>blower</i> do edifício 1 .....	36
<b>Tabela 5.7</b> – Características individuais dos <i>blowers</i> propostos para o edifício 1 .....	37
<b>Tabela 5.8</b> – Características totais dos <i>blowers</i> propostos para o edifício 1 .....	38
<b>Tabela 5.9</b> – Escolha do <i>blower</i> mais adequado para os diversos regimes de funcionamento do ponto A para o edifício 1 .....	40
<b>Tabela 5.10</b> – Escolha do <i>blower</i> mais adequado para os diversos regimes de funcionamento do ponto B para o edifício 1 .....	42
<b>Tabela 5.11</b> – Escolha do <i>blower</i> mais adequado para os diversos regimes de funcionamento do ponto C para o edifício 1 .....	43
<b>Tabela 5.12</b> – Análise económica das opções consideradas para a resolução do problema do sopro do edifício 1 .....	45
<b>Tabela 5.13</b> – Estudo do perfil de funcionamento do <i>blower</i> do edifício 1 após a operação de reparação .....	47
<b>Tabela 5.14</b> – Levantamento dos consumos referentes ao vácuo das diversas máquinas instaladas no edifício 1 .....	49
<b>Tabela 5.15</b> – Características da bomba de vácuo atualmente instalada no edifício 1 .....	50

<b>Tabela 5.16</b> – Estimativa do tempo de funcionamento anual das máquinas com maior consumo de vácuo do edifício 1 .....	51
<b>Tabela 5.17</b> – Estimativa dos consumos de vácuo do edifício 1 de acordo com as máquinas em funcionamento .....	52
<b>Tabela 5.18</b> – Consumo da bomba de vácuo atualmente instalada no edifício 1 em carga .	53
<b>Tabela 5.19</b> – Consumo da bomba de vácuo atualmente instalada no edifício 1 em vazio..	54
<b>Tabela 5.20</b> – Consumo da bomba de vácuo atualmente instalada com variador de frequência externo (edifício 1).....	55
<b>Tabela 6.1</b> – Levantamento dos consumos referentes ao sopro dos diversos equipamentos instalados no edifício 2 .....	59
<b>Tabela 6.2</b> – Levantamento dos consumos referentes ao vácuo das diversas máquinas instaladas no edifício 2 .....	60
<b>Tabela 6.3</b> – Características das bombas de vácuo atualmente instaladas no edifício 2 .....	61
<b>Tabela 6.4</b> – Estimativa do tempo de funcionamento anual das máquinas consumidoras de vácuo do edifício 2 .....	63
<b>Tabela 6.5</b> – Estimativa dos consumos de vácuo do edifício 2 de acordo com as máquinas em funcionamento .....	63
<b>Tabela 6.6</b> – Características da bomba de vácuo alternativa com variador de frequência para o edifício 2 .....	65
<b>Tabela 6.7</b> – Consumo da bomba de vácuo com variador de frequência em carga (edifício 2) .....	65
<b>Tabela 6.8</b> – Estimativa do perfil de funcionamento da bomba de vácuo com variador de frequência proposta para o edifício 2 .....	66
<b>Tabela 6.9</b> – Características da bomba de vácuo alternativa sem variador de frequência para o edifício 2 .....	66
<b>Tabela 6.10</b> – Consumo da bomba de vácuo sem variador de frequência em carga (edifício 2) .....	67
<b>Tabela 6.11</b> – Consumo da bomba de vácuo sem variador de frequência em vazio (edifício 2) .....	68
<b>Tabela 6.12</b> – Consumo da bomba de vácuo <i>Busch</i> com variador de frequência integrado (edifício 2) .....	69

<b>Tabela 7.1</b> – Levantamento dos consumos referentes ao ar comprimido das máquinas instaladas nos edifícios 1 e 2 .....	72
<b>Tabela 7.2</b> – Características dos compressores atualmente instalados.....	73



# NOMENCLATURA

- FAD – *Free Air Delivery*  
VSD – *Variable Speed Drive*

# SIGLAS

- $d_i$  – Diâmetro interno da tubagem (mm)  
 $f$  – Fator de Fricção  
 $L_{\text{“tê”}}$  – Comprimento equivalente do “tê” (m)  
 $L_{\text{“válvula”}}$  – Comprimento equivalente da válvula (m)  
 $L_{\text{eq}}$  – Comprimento equivalente da tubagem (m)  
 $L_{\text{joelhos}}$  – Comprimento equivalente dos joelhos (m)  
 $L_{\text{tubagem}}$  – Comprimento da tubagem (m)  
 $P$  – Potência necessária (kW)  
 $P_{\text{abs}}$  – Pressão absoluta  
 $P_{\text{atm}}$  – Pressão atmosférica  
 $P_{\text{bomba}}$  – Potência da bomba (kW)  
 $P_{\text{consumida}}$  – Potência consumida (kW)  
 $P_{\text{FAD}}$  – Pressão de Entrada nas Condições FAD (bar(a))  
 $P_{\text{MÁX.EXIGIDA}}$  – Pressão máxima absoluta exigida pelos equipamentos pneumáticos (bar(a))  
 $P_N$  – Pressão normal de referência (bar(a))  
 $P_{\text{ótima}}$  – Pressão ótima do compressor (bar(a))  
 $P_{\text{Real}}$  – Potência Real (kW)

- $P_{rel}$  – Pressão relativa
- $q_{FAD}$  – Caudal nas condições FAD (l/s FAD)
- $Q_{médio}$  – Caudal médio ( $m^3/h$ )
- $q_N$  – Caudal nas condições normais (N l/s)
- $T_{FAD}$  – Temperatura de entrada nas condições FAD (K)
- $t_{funcionamento}$  – Tempo de funcionamento (h/ano)
- $T_N$  – Temperatura normal de referência (K)

## LETRAS GREGAS

- $\Delta P_{filtro}$  – Queda de pressão no filtro (bar(a))
- $\Delta P_{secador}$  – Queda de pressão no secador (bar(a))
- $\Delta P_{tubagem}$  – Queda de pressão na secagem (bar(a))

# 1. INTRODUÇÃO

Atualmente, a energia é um fator essencial para o desenvolvimento e progresso de todos os países, sendo que a indústria é um sector que apresenta elevados custos energéticos, onde muitas vezes se verifica uma utilização indevida da energia. [1]

Em Portugal, o uso intensivo de energia traduz-se numa dependência energética elevada, entre 80 a 90%, que resulta da inexistência de fontes de energia fósseis. Em contrapartida, a aposta nas energias renováveis e na eficiência energética tem permitido a Portugal baixar a sua dependência para níveis inferiores a 80%. Na figura 1.1 encontra-se representada a evolução da dependência energética de Portugal desde 2000 a 2013.



Figura 1.1 – Evolução da dependência energética de Portugal. [2]

Como se pode verificar, a dependência energética de Portugal tem vindo a diminuir desde 2000, no entanto, comparando estes valores com o conjunto dos países da União Europeia (EU - 28) verifica-se que, no ano de 2013, Portugal encontrava-se na oitava posição. [2]

Assim, surgiu a necessidade de reduzir a dependência energética e, portanto, existe uma preocupação crescente com a utilização da energia de forma eficiente.

De entre as várias formas de energia, a eletricidade é a que apresenta maior consumo e a que apresenta um papel predominante nos processos industriais, razão pela qual existem cada vez mais medidas que são tomadas para minimizar o seu consumo.

Para obter ar comprimido é necessário transformar eletricidade em pressão o que torna esta forma de energia bastante dispendiosa, ou seja, existe um elevado custo associado à conversão de energia elétrica em mecânica e, finalmente, em pressão. Dado o custo de

produção de ar comprimido, as fugas de ar implicam elevados custos traduzindo-se em cerca de 20 a 30% da faturação mensal deste tipo de energia em muitas empresas. Deste modo, é de extrema importância avaliar os custos da transformação de uma forma de energia noutra diferente, bem como efetuar um correto dimensionamento dos compressores e sua manutenção para evitar desperdícios de energia e, conseqüentemente, custos desnecessários. [3]

Do ponto de vista industrial é importante avaliar fatores como a escolha de equipamentos rentáveis energeticamente e garantir que estes são utilizados nas melhores condições.

### 1.1. LIDERGRAF – ARTES GRÁFICAS, S.A

Esta dissertação foi desenvolvida na empresa *Lidergraf – Artes Gráficas, S.A* que se encontra sediada na Zona Industrial de Vila do Conde (Figura 1.2) e se dedica à fabricação e comercialização de artigos gráficos. [4]

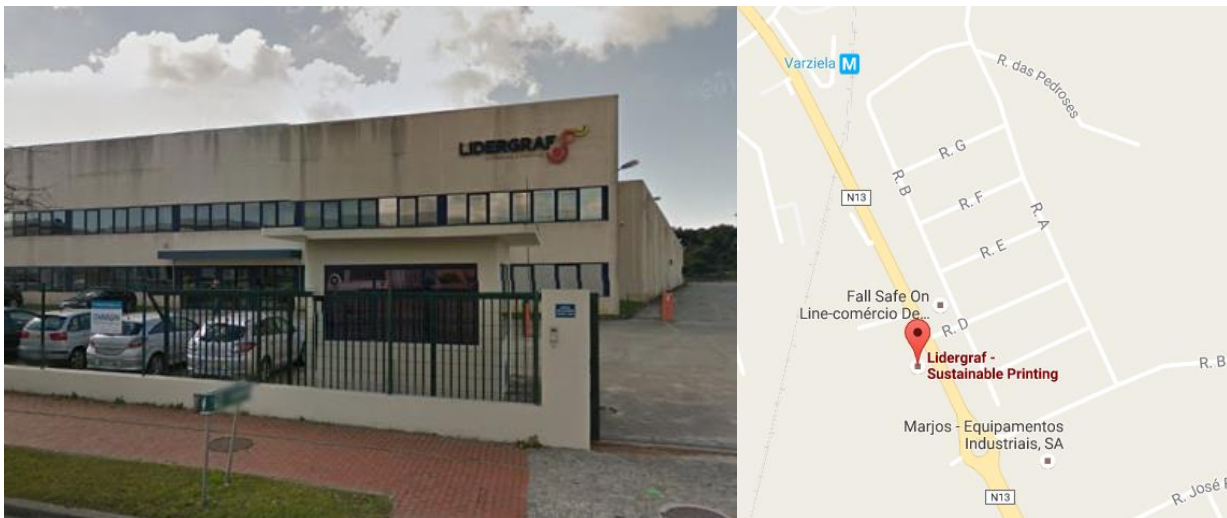


Figura 1.2 – Empresa *Lidergraf – Artes Gráficas, S.A* e respetiva localização.

A *Lidergraf* foi fundada em 1994 e encontra-se equipada para responder a todas as necessidades de comunicação em suporte papel dos seus clientes. A gama de produtos abrange folhetos publicitários, cartazes, desdobráveis, revistas, etiquetas e impressão digital. [4]

### 1.1.1 HISTÓRIA

Fundada em março de 1994 sob a designação de *Lidergraf* – Artes Gráficas, Lda., iniciou a sua atividade em setembro desse ano. No ano de 2001 mudou para novas instalações e foi adquirida uma rotativa comercial com uma capacidade de 16 páginas (edifício 1). Passados 6 anos foi instalada uma nova unidade rotativa comercial de maior capacidade (edifício 2) e vários equipamentos na área de acabamento.

Atualmente, a *Lidergraf* possui uma área de pré-impressão totalmente digital. A impressão *Offset* é assegurada por diversos corpos de impressão instalados no edifício 1 e pela rotativa.

Em 2008, a *Lidergraf* obteve a certificação de cadeia de responsabilidade de acordo com dois referenciais de certificação florestal: o *Forest Stewardship Council* (FSC) e o *Program for the Endorsement of Forest Certifications* (PEFC). É de salientar que a empresa foi a primeira gráfica em Portugal a poder oferecer aos seus clientes produtos provenientes de florestas certificadas.

Para além disso, a empresa é certificada pela ISO 9001 desde 2008 e pela ISO 14001 desde 2014. [4]

### 1.2.1 MISSÃO, VISÃO E VALORES

MISSÃO: produzir soluções, serviços e produtos gráficos adequados às necessidades de comunicação ou negócio dos clientes, satisfazendo ou excedendo as suas expectativas, a um preço justo. Fazê-lo com absoluta responsabilidade social, ambiental e ética.

VISÃO: ser a melhor empresa de artes gráficas aos olhos de clientes, colaboradores, fornecedores e investidores. Para tal, aspiram ser bem-sucedidos:

- Na criação de relações comerciais de excelência e de longo prazo, em que a qualidade dos serviços e produtos oferecidos nunca seja comprometida;
- Na adoção e promoção, juntamente com colaboradores, clientes e fornecedores das melhores práticas e soluções com vista à melhoria contínua e crescimento sustentável;

- No controlo cuidadoso dos processos e materiais envolvidos na produção com vista a maximizar a produtividade e eficiência, minimizando erros, desperdícios e impactos no meio ambiente.

#### VALORES:

QUALIDADE E EXCELÊNCIA – A *Lidergraf* trabalha todos os dias para proporcionar qualidade e excelência em tudo o que faz. Procura ainda, e de uma forma proactiva, alternativas para servir melhor e surpreender positivamente os clientes.

INTEGRIDADE E HONESTIDADE – A empresa promove e estabelece com os colaboradores e investidores, relações de elevada confiança mútua, honestidade e lealdade, integridade e transparência.

PRODUTIVIDADE E EFICIÊNCIA – A *Lidergraf* procura de uma forma contínua novas formas de melhorar a produtividade e eficiência em todos os aspetos do negócio.

FLEXIBILIDADE E MUDANÇA – A disponibilidade e espírito de mudança da *Lidergraf* são fundamentais para a manter à frente da concorrência e ajudá-la a manter o entusiasmo e determinação em fazer melhor.

RESPONSABILIDADE AMBIENTAL – A empresa desenvolve a sua atividade tendo em conta a preservação do meio ambiente. Favorece ainda a cooperação com fornecedores que partilhem os mesmos princípios nesta área. [4]

## **1.2. CONTEXTUALIZAÇÃO E OBJETIVOS**

A *Lidergraf* é constituída por dois edifícios, sendo que os equipamentos lá instalados apresentam necessidades de sopro, vácuo e ar comprimido no que respeita ao tipo de impressão folha a folha (*offset*), unidades rotativas e acabamento.

Assim, este projeto surgiu da necessidade de estudar a linha de sopro, vácuo e ar comprimido aí instaladas. De uma forma geral, pretende-se efetuar o levantamento e análise das necessidades pneumáticas da empresa.

Relativamente à linha de sopro do edifício 1, a *Lidergraf* dispõe de um sistema centralizado de produção de sopro com variador de frequência que se encontra avariado. No sentido de encontrar a melhor solução para este problema, será analisada a vantagem económica de

proceder à reparação do equipamento atual ou adquirir uma nova unidade de produção de sopro.

Quanto à linha de vácuo do edifício 1, existe também um sistema centralizado de produção de vácuo que funciona em regime de carga/vazio, ou seja, não possui variador de frequência. Este fator reflete-se negativamente no consumo energético, razão pela qual se pretende avaliar a vantagem de instalar um variador de frequência.

No caso do edifício 2, existem duas bombas de vácuo que alimentam as máquinas deste edifício. Atualmente, só está em funcionamento uma dessas bombas uma vez que a segunda se encontra avariada. Para além disso, a bomba que assegura o fornecimento de vácuo já apresenta alguns problemas e, portanto, é necessário estudar qual o equipamento a adquirir para substituir esta unidade.

No caso do ar comprimido, existe um sistema centralizado que alimenta ambos os edifícios. Assim, pretende-se fazer o levantamento do consumo de ar dos edifícios 1 e 2 e construir o diagrama da rede de ar comprimido do edifício 1.

Deste modo, é importante avaliar quais as melhores opções para solucionar os atuais problemas da empresa, tendo em consideração a satisfação das necessidades das máquinas e uma utilização eficiente da energia.

### **1.3. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO**

A presente dissertação está organizada em oito partes distintas.

A introdução ao tema deste trabalho é efetuada no primeiro capítulo onde são referidos os objetivos propostos e a sua contextualização. Para além disso, é também efetuada a apresentação da empresa.

O segundo capítulo é dedicado aos conceitos teóricos da tecnologia em estudo que serviram de suporte ao desenvolvimento deste projeto.

No terceiro capítulo, são apresentados os conceitos necessários para efetuar o dimensionamento dos equipamentos, ou seja, todos os conteúdos importantes para a sua aplicação prática.

O quarto capítulo refere-se às principais características dos sistemas com regulação por variador de frequência e as respetivas vantagens.

No quinto e sexto capítulo é apresentado o trabalho desenvolvido nos edifícios 1 e 2, respetivamente. Nestes capítulos foram estudadas as linhas de sopro e vácuo de cada edifício.

O estudo do ar comprimido é efetuado no capítulo 7. Neste capítulo são apresentadas as principais características desta rede.

Por último, na oitava parte desta dissertação, descreve-se o percurso realizado ao longo deste estágio, analisa-se os resultados obtidos e apresentam-se as respetivas conclusões.

## 2. TECNOLOGIA EM ESTUDO

Ao longo deste trabalho, serão estudados três tipos de utilizações do ar a nível industrial nomeadamente como ar comprimido, sopro e vácuo. Deste modo, é importante conhecer quais as principais características que os distinguem, bem como o funcionamento das unidades compressoras que os produzem.

### 2.1. TECNOLOGIA DO AR

A tecnologia do ar está diretamente relacionada com a pneumática, uma vez que esta só se torna económica e eficiente, quando a energia na forma de pressão é proveniente de unidades compressoras convenientemente dimensionadas, com baixos consumos específicos de energia e que produzam ar isento de elementos poluentes [3].

No geral, as principais características físicas que determinam o desempenho do ar são a temperatura, o volume e a pressão, sendo que a pressão é aquela que define o tipo de utilização do ar ou seja, se se trata de ar comprimido, sopro ou vácuo.

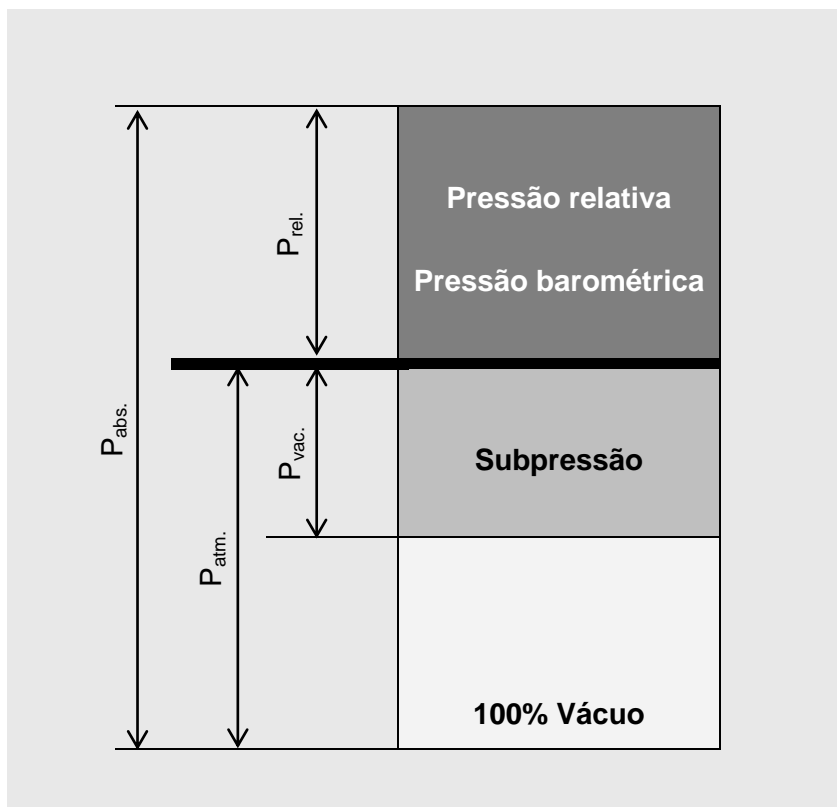
O ar comprimido, tal como o sopro, resulta da pressurização do ar atmosférico, enquanto o vácuo se refere ao ar abaixo da pressão atmosférica. Deste modo, é importante clarificar os conceitos de pressão atmosférica ( $P_{atm.}$ ), pressão relativa ( $P_{rel.}$ ) e pressão absoluta ( $P_{abs.}$ ).

A pressão atmosférica ( $P_{atm.}$ ) é gerada pelo peso do ar atmosférico que existe à nossa volta e depende da densidade e da quantidade de ar. Ao nível do mar, considera-se a pressão de 1 atm, o que equivale a 1,013 bar.

A pressão relativa ( $P_{rel.}$ ) é a pressão efetiva sobre a pressão atmosférica, sendo especificada com o índice “g” ou seja “barg”.

Quanto à pressão absoluta ( $P_{abs.}$ ), esta resulta do somatório entre a pressão atmosférica ( $P_{atm.}$ ) e a pressão relativa ( $P_{rel.}$ ), sendo vulgarmente utilizada a designação “bar” ou “bar(a)”. [5]

No diagrama da figura 2.1 é possível observar a diferença entre os conceitos de pressão anteriormente referidos.



**Figura 2.1** – Representação esquemática da relação entre a pressão atmosférica, pressão relativa e pressão absoluta. [5]

Como referido anteriormente, a pressão é a característica que define o tipo de utilização do ar, sendo esta pressão, por norma, referente à pressão absoluta.

Assim, o ar comprimido é caracterizado por apresentar pressões absolutas elevadas, enquanto o sopro apresenta pressões absolutas baixas. Neste trabalho, o ar comprimido em estudo é caracterizado por uma pressão de 7/8 bar(a), enquanto o sopro apresenta uma pressão de 1,8 bar(a).

Relativamente ao vácuo, o ar está nesta situação quando a sua pressão é inferior à pressão atmosférica. Assim, se o ar for caracterizado segundo uma pressão absoluta, o valor obtido terá de estar compreendido entre o vácuo absoluto (0 bar) e a pressão atmosférica. No caso do valor de pressão apresentado ser negativo, significa que se trata de uma pressão relativa. Neste trabalho, a gama de pressão do vácuo varia de 400-750 bar(a).

## 2.2. INTRODUÇÃO AOS SISTEMAS DE COMPRESSÃO INDUSTRIAL

Atualmente existem muitos equipamentos industriais pneumáticos aos quais estão associadas necessidades de ar comprimido, sopro e vácuo.

Assim, o ar necessário é obtido através de compressores que têm como finalidade a obtenção de um gás a uma pressão superior ou inferior àquela a que se encontra inicialmente. É de salientar que este gás pode atingir baixas ou elevadas pressões, sendo debitado em grandes ou pequenos caudais consoante as necessidades. Deste modo, é importante escolher um tipo de compressor e uma potência adequada para que as centrais compressoras sejam económicas e eficientes.

Na indústria, existem duas formas distintas de obter o ar nas condições necessárias, nomeadamente pela via dinâmica e pela via volumétrica. Na figura 2.2 encontram-se esquematizados os tipos de compressores existentes para cada uma das vias de compressão anteriormente referidas. [3]

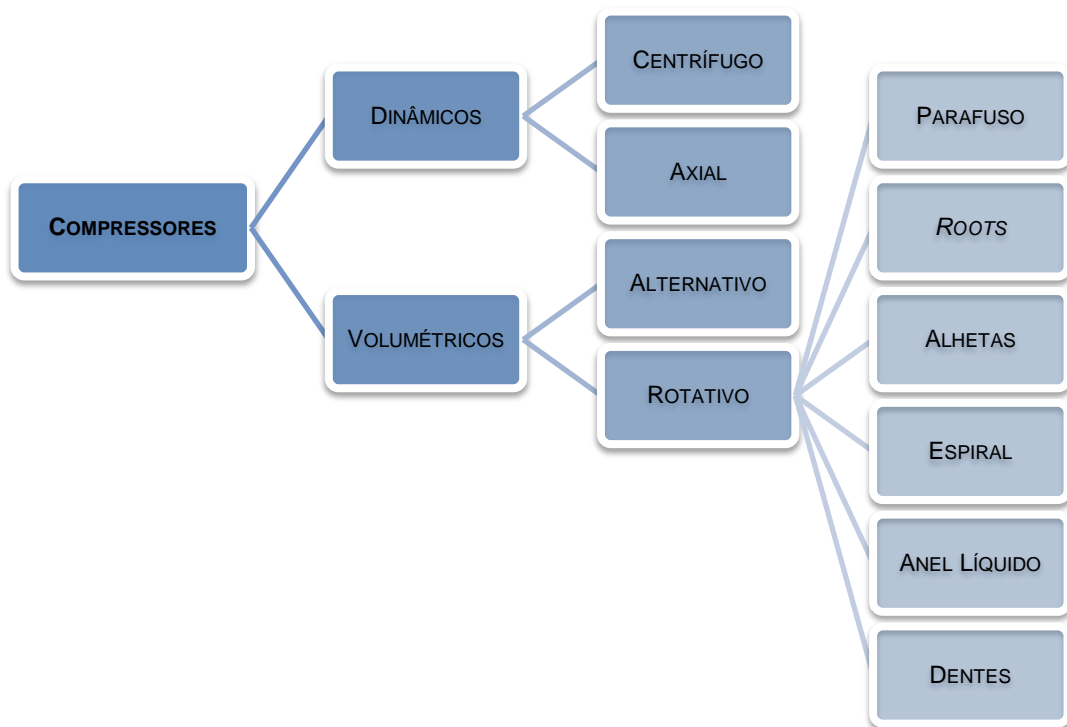


Figura 2.2 – Tipos de compressores existentes para os tipos de compressão via dinâmica e via volumétrica. [3]

Relativamente à compressão dinâmica, verifica-se um consumo de energia para movimentar o ar captado na atmosfera, ou seja, o fluxo de ar é acelerado e direcionado para uma secção através do movimento das pás. Esta secção vai sendo progressivamente maior e, portanto, o ar vai perdendo velocidade, o que provoca um aumento de pressão. Assim, este tipo de compressão resulta da transformação da energia cinética em pressão.

A compressão dinâmica engloba os compressores centrífugos e os compressores axiais. Os centrífugos caracterizam-se por apresentarem uma compressão perpendicular ao veio motor, enquanto nos axiais a compressão é efetuada paralelamente a este. A aplicação deste tipo de compressores é restrita, visto que o caudal mínimo de funcionamento chega a ser de 54 000 m<sup>3</sup>/h.

Quanto à compressão volumétrica ou compressão por deslocamento positivo, o aumento de pressão consegue-se por diminuição do volume onde o ar está contido. Apesar dos diversos tipos de compressores por via volumétrica, o princípio de funcionamento é semelhante e pode ser explicado tendo por base o diagrama Pressão-Volume (PV) da figura 2.3. [3]

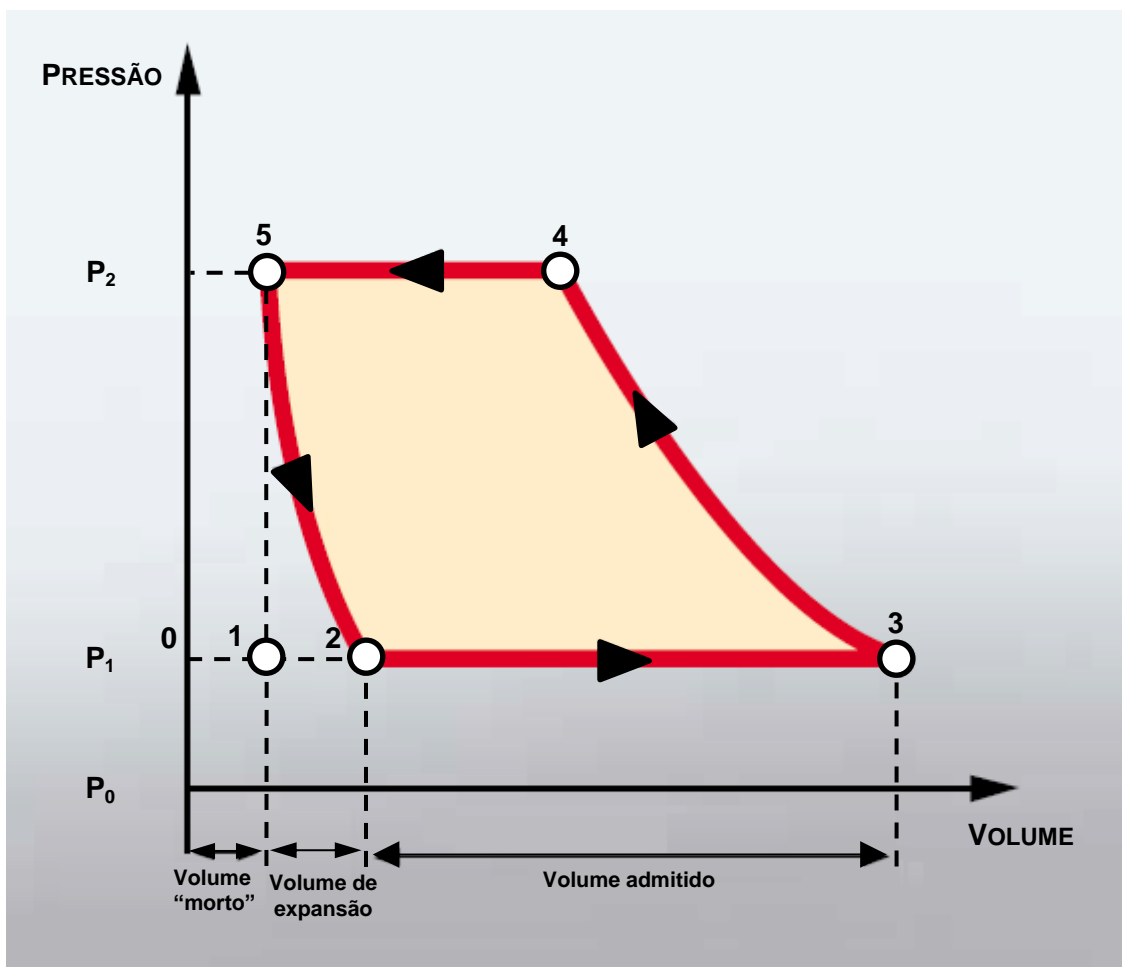


Figura 2.3 – Diagrama Pressão-Volume para a compressão ideal do ar [adaptado de 6].

Teoricamente considera-se que o ar é admitido a pressão constante e igual à do meio onde este é aspirado. Apesar disso, e como veremos mais à frente, na prática não é isto que se verifica, uma vez que a admissão do ar é efetuada por sucção, o que provoca um vácuo

parcial e, portanto, existe uma diminuição da pressão relativamente ao meio de onde é aspirado.

Relativamente ao diagrama da figura 2.3, o volume do ponto 0 ao 1 é designado como um espaço “morto” devido à quantidade de ar remanescente no elemento compressor. O ponto 1 deveria representar a abertura da válvula para admissão de ar, mas, na verdade, esta só abre a partir do ponto 2 e, portanto, o volume admitido vai de 2 a 3 a pressão constante ( $P_1$ ).

A curva de 3 a 4 representa a compressão, havendo, portanto a diminuição do volume ocupado pelo ar e, conseqüentemente, o aumento da sua pressão. Após esta etapa, é efetuada a descarga do ar a pressão constante ( $P_2$ ) desde 4 a 5. Por fim, a curva de 5 a 2 representa a expansão do ar remanescente no espaço “morto” durante o trajeto de 1 a 2, ou seja, o ar remanescente expande diminuindo assim a sua pressão.

Na prática, verifica-se que o ar não segue os pressupostos teóricos por diversas razões.

Quanto ao volume de ar aspirado, verifica-se que, na prática, este sofre uma redução de 30 a 35% devido a fugas nas válvulas, à expansão do espaço “morto”, perdas de carga na sucção, entre outras causas.

Para além disso, a pressão de admissão do ar ( $P_1$ ) não é constante devido ao vácuo parcial causado pela admissão do ar por sucção, sendo na verdade inferior à pressão atmosférica.

Por fim, verifica-se que a pressão de descarga ( $P_2$ ) oscila, uma vez que a válvula de descarga, correspondente ao ponto 4, só abre acima da pressão de referência e causa uma sobrepressão do ar. [3]

Assim, o diagrama da figura 2.4 ilustra melhor o comportamento real do ar durante o processo de compressão.

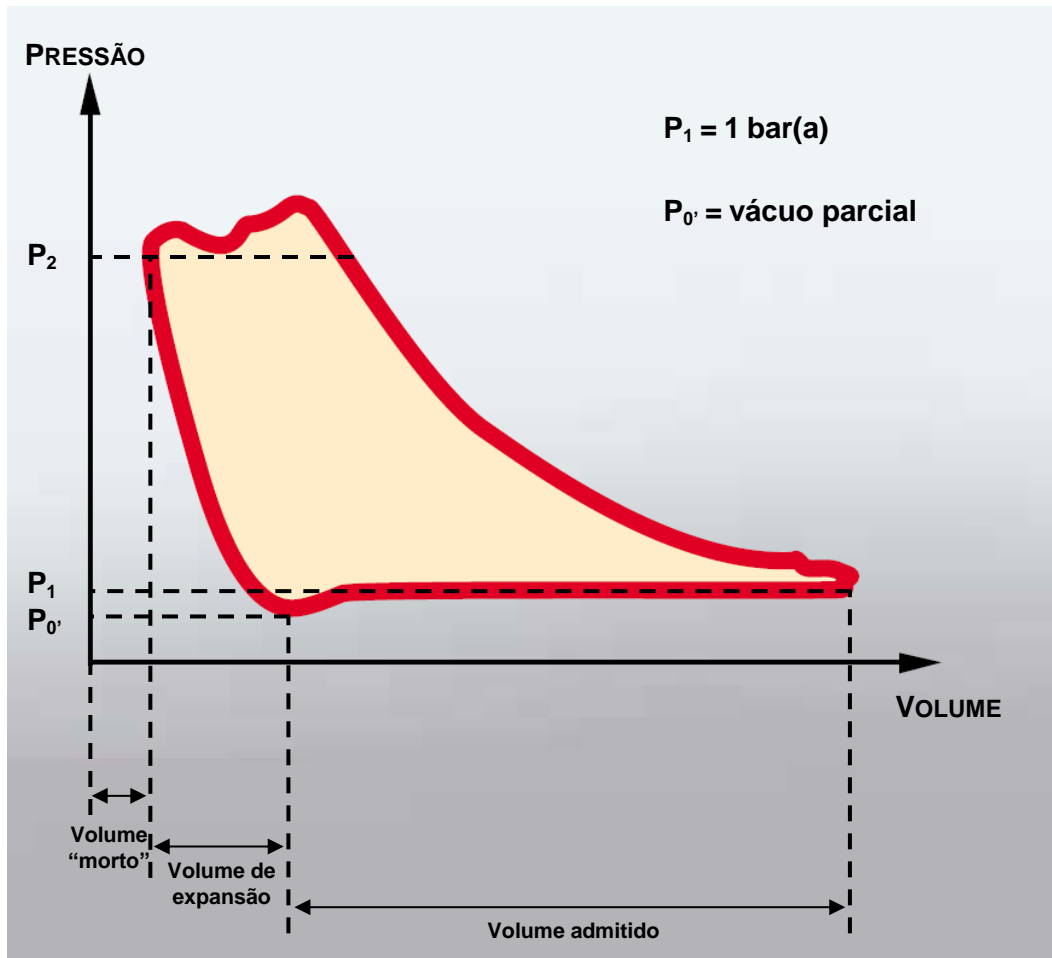


Figura 2.4 – Diagrama Pressão-Volume para a compressão real do ar [adaptado de 3 e 6].

Neste trabalho serão estudados os compressores volumétricos rotativos do tipo *Roots*, alhetas e parafuso, dando especial destaque ao compressor de parafuso.

### 2.3. COMPRESSORES VOLUMÉTRICOS ROTATIVOS

Como referido anteriormente, os tipos de compressores que serão estudados neste trabalho são os compressores do tipo *Roots*, de alhetas e de parafuso, visto serem as hipóteses a avaliar para solucionar os problemas atuais.

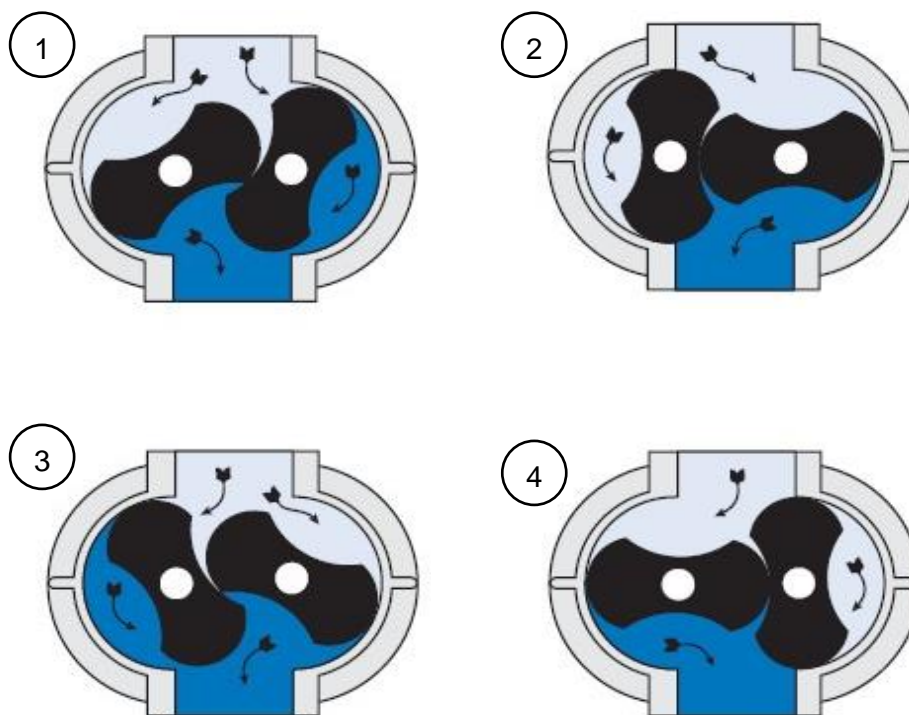
### 2.3.1. COMPRESSOR DO TIPO *ROOTS*

O compressor do tipo *Roots* ou lóbulos, teve origem no ano de 1854 e o seu princípio de funcionamento baseia-se na rotação de dois rotores simétricos em forma de oito que rodam em sentidos opostos e cujos lóbulos engrenam. [6]

Devido à sincronização da rotação por via mecânica, garantem-se folgas mínimas que impedem o contacto metálico entre os dois rotores e o corpo do compressor. Deste modo, não é necessário recorrer a lubrificação e, portanto o ar obtido é isento de óleo.

Neste tipo de compressão não existe a redução do volume do fluido ou seja, a compressão ocorre na tubagem de descarga visto que o ar é forçado a entrar nessa tubagem onde tem como oposição uma corrente de fluido já comprimido. [3]

É de salientar ainda que o compressor do tipo *Roots* não possui válvulas, sendo o seu princípio de funcionamento o esquematizado na figura 2.5.



**Figura 2.5** – Representação esquemática do princípio de funcionamento de um compressor do tipo *Roots*. [7]

Pela análise da figura 2.5 pode-se verificar que na posição 1 o espaço entre o corpo e o lado esquerdo do rotor está cheio de ar, admitindo o ar atmosférico à pressão de entrada, enquanto o rotor do lado direito está a “empurrar” o fluido para a saída, à pressão de descarga.

Na posição 2, o lóbulo superior do rotor esquerdo impede a admissão de ar enquanto o lóbulo inferior impede o contacto do ar à pressão de entrada com o ar à pressão de descarga.

Quanto à posição 3, verifica-se que ocorre o inverso do descrito para a posição 1 ou seja, neste caso o ar é admitido no lóbulo superior do rotor direito e é o rotor esquerdo que “empurra” o ar para a tubagem de descarga.

Por fim, a posição 4 representa o inverso da posição 2 em que o rotor direito vai desempenhar a função do rotor esquerdo impedindo o contacto entre o ar a diferentes pressões. [3]

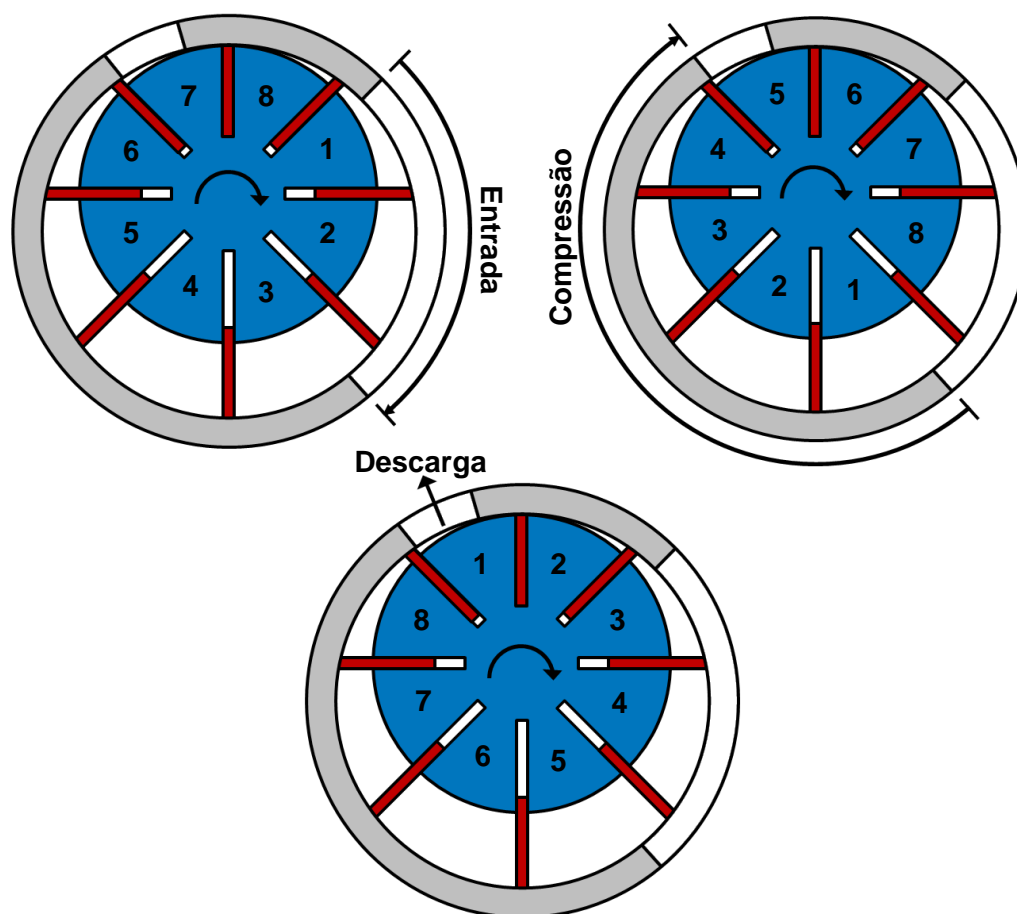
O compressor do tipo *Roots* apresenta diversas vantagens uma vez que o ar obtido é isento de óleo, apresenta folgas reduzidas entre os rotores e o corpo do compressor, para além de que apresenta uma grande robustez, o que se traduz num elevado rendimento mecânico. [6]

No entanto, verifica-se que este compressor apresenta uma elevada área de trabalho, ou seja, em cada rotação completa existem quatro descargas o que torna o diagrama PV retangular. Este aspeto faz com que a eficiência diminua, o que restringe a aplicação destes compressores a necessidades de ar comprimido de 2 a 3 bar. Deste modo, o compressor do tipo *Roots* é utilizado muitas vezes para satisfazer as necessidades de sopro, ou seja, é utilizado como um *blower*. [3]

### 2.3.2. COMPRESSOR DE ALHETAS

O compressor de alhetas possui um único rotor e apresenta uma câmara de admissão e outra de compressão. O rotor apresenta oito ranhuras onde se encontram as oito alhetas que se deslocam no interior do corpo do compressor.

A compressão é conseguida através da redução de volume ou seja, o ar admitido é transportado por bolsas entre as alhetas que vão diminuindo de volume gradualmente com o movimento do rotor. Na figura 2.6 encontra-se representado o princípio de funcionamento deste tipo de rotor. [3]



**Figura 2.6** – Representação esquemática do princípio de funcionamento de um compressor de alhetas. Adaptado de [3]

Como é possível observar na figura 2.6, a pressão aumenta quando se diminui o volume onde se encontra o ar, obtendo-se assim ar comprimido até uma pressão limite de 10 bar.

Este tipo de compressor é lubrificado de forma a reduzir o atrito entre as peças móveis (alhetas) e o corpo fixo, de forma a evitar o contacto metálico. Uma vez que o ar entra em contacto com o óleo de lubrificação, é necessária a instalação de um separador de óleo.

A principal desvantagem deste compressor está relacionada com o elevado desgaste associado aos seus principais componentes. Deste modo, a rutura de uma alheta durante o funcionamento do compressor pode levar a danos graves no equipamento.

Como vantagem, apresenta o facto de não possuir válvulas, o que se traduz numa entrada de ar praticamente contínua. [3]

### 2.3.3. COMPRESSOR DE PARAFUSO

Os compressores de parafuso são constituídos por um corpo dentro do qual rodam, em sentidos opostos, dois rotores (parafusos), o macho e a fêmea. Os rotores são constituídos por lóbulos helicoidais que engrenam um no outro ou seja, o macho apresenta zonas convexas enquanto a fêmea apresenta zonas côncavas. [3]

A imagem da figura 2.7 representa o princípio de funcionamento deste tipo de compressores.

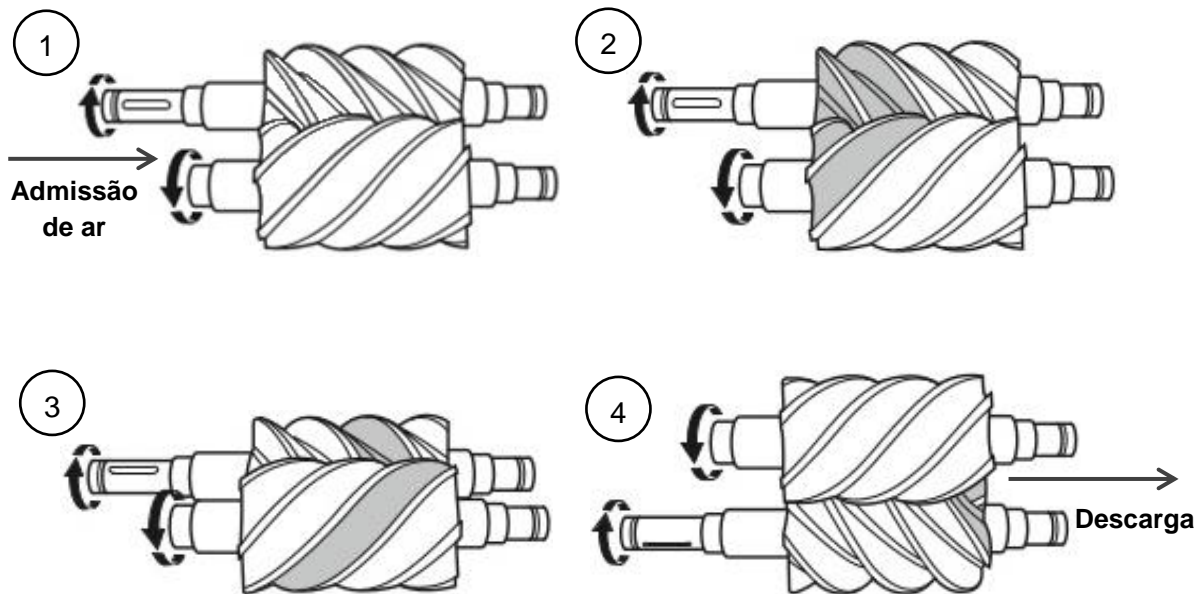


Figura 2.7 – Representação esquemática do princípio de funcionamento de um compressor de parafuso. [5]

Relativamente ao esquema da figura 2.7, o estado 1 corresponde à admissão do ar atmosférico que vai ocupar o espaço livre entre os dois rotores, dando-se início à compressão no estado 2.

No estado 3 verifica-se que, à medida que os rotores giram, o espaço entre os rotores torna-se cada vez menor e portanto a pressão do ar vai aumentando progressivamente.

Por fim, no estado 4, o ar já comprimido abandona os rotores sendo efetuada a sua descarga.

É de salientar que, neste tipo de compressores, não existem perdas devido ao espaço “morto” referido no capítulo 2.2, ou seja, não ocorre a expansão do ar remanescente. Para além disso, os compressores de parafuso não possuem válvulas e, portanto, a admissão de ar é efetuada de forma praticamente contínua.

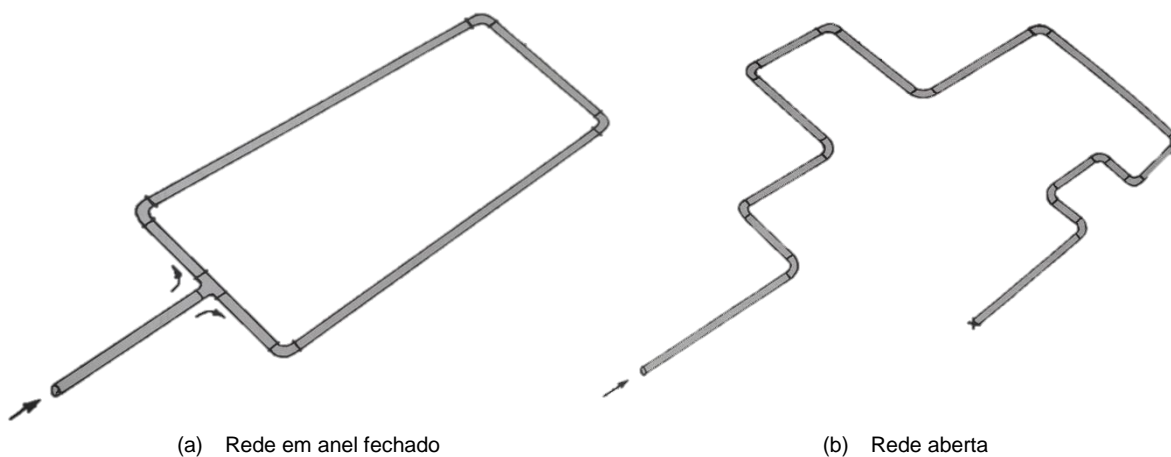
Os compressores de parafuso podem, ou não, ser isentos de óleo. Existem compressores onde ocorre a mistura do ar com o óleo de forma a impedir o contacto metálico entre o corpo do compressor e os rotores e também entre os próprios rotores. Por outro lado, existem compressores isentos de óleo em que o contacto metálico entre os rotores macho e fêmea é evitado devido a um sistema de engrenagem sintonizado. [3]

#### 2.4. REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

A rede de distribuição deve ser, preferencialmente, montada em anel fechado porque, desse modo, há um maior equilíbrio no fornecimento do fluido sob pressão. Assim, qualquer derivação recebe fluxo nos dois sentidos se porventura uma dada aplicação consumir mais que outra.

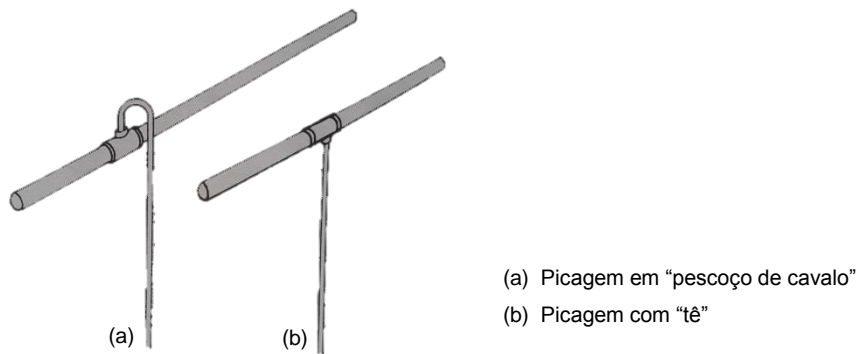
Em contrapartida, uma rede aberta necessita sempre de um diâmetro maior que o anel fechado para o mesmo caudal, pressão e distância. Isto porque é necessário garantir que o fluxo necessário alcance as máquinas. [3]

A figura 2.8 (a) e (b) ilustra a rede em anel fechado e a rede aberta, respetivamente.



**Figura 2.8** – Representação esquemática das redes de distribuição de ar. [3]

É de salientar que a figura 2.8 não apresenta nenhuma derivação (picagem). Estas podem ser efetuadas em “pescoço de cavalo”, como vulgarmente são designadas, ou diretamente através de um “tê”, tal como se ilustra na figura 2.9. [3]



**Figura 2.9** – Representação esquemática das derivações das redes de distribuição de ar. [3]

Qualquer picagem necessita de uma ligação em forma de "tê", portanto, se a esta perda de carga, que é inevitável, se somar a perda de carga introduzida pela curva superior, então existe um acréscimo desta. Se o tipo de derivações representado em (a) (figura 2.9) for efetuado com joelhos de 90°, ainda prejudicará mais a perda de carga. [3]

## 3. DIMENSIONAMENTO

Antes de proceder ao dimensionamento de um compressor, é importante identificar quais as condições ambientais do local onde se pretende efetuar a instalação.

Para além disso, é necessário determinar quais as características do compressor, nomeadamente ao nível da lubrificação, onde se pode optar por um compressor lubrificado com óleo ou isento deste, e ainda o tipo de refrigeração que pode ser com água (*water-cooled*) ou ar (*air-cooled*).

Os compressores devem ser dimensionados para que o motor opere acima de 75% da sua carga nominal e portanto obtenha melhor rendimento. [8]

É de salientar que o presente capítulo de dimensionamento de compressores é válido para os diversos tipos de utilização de ar estudados ao longo deste trabalho, nomeadamente, ar comprimido, vácuo (bombas de vácuo) e sopro (*blowers*).

### 3.1. CONDIÇÕES AMBIENTAIS PARA O DIMENSIONAMENTO

As condições ambientais do local onde será instalado o compressor são extremamente importantes para o seu dimensionamento. Para a realização do presente relatório foram consideradas as condições que se encontram na tabela 3.1.

**Tabela 3.1** – Condições ambientais para o dimensionamento. [6]

<b>Temperatura ambiente normal (°C)</b>	20
<b>Temperatura ambiente máxima (°C)</b>	30
<b>Pressão ambiente (bar(a))</b>	1
<b>Humidade (%)</b>	60

### 3.2. DETERMINAÇÃO DO CAUDAL DE AR ÓTIMO DO COMPRESSOR

Para efeitos de dimensionamento, o caudal de ar produzido é determinado segundo as condições FAD (*Free Air Delivery*). Estas condições são definidas pela norma ISO 1217 sendo a pressão de 1 bar e a temperatura de 20°C, considerando o ar isento de humidade.

Apesar das unidades SI de caudal serem m<sup>3</sup>/h, geralmente as unidades utilizadas para definir a capacidade do compressor são l/s FAD.

A determinação do caudal de ar produzido é feita a partir do levantamento dos caudais de ar consumidos pelos equipamentos. Estes caudais encontram-se, a maioria das vezes, nas condições normais (NI/s), sendo estas de 1,013 bar(a) e 0°C.

Deste modo, é necessário avaliar o caudal de ar total que os equipamentos consomem e converter esse valor para as unidades anteriormente referidas (l/s FAD) tendo em conta as condições de entrada do ar (tabela 3.1). A equação 3.1 apresenta a fórmula utilizada para fazer essa conversão (desprezando a humidade do ar). [6]

$$q_{FAD} = q_N \times \frac{T_{FAD}}{T_N} \times \frac{P_N}{P_{FAD}} \quad (3.1)$$

Em que:

$q_{FAD}$  – Caudal nas condições FAD (l/s FAD)

$q_N$  – Caudal nas condições normais (NI/s)

$T_{FAD}$  – Temperatura de entrada nas condições FAD (293 K)

$T_N$  – Temperatura normal de referência (273 K)

$P_{FAD}$  – Pressão de entrada nas condições FAD (1,00 bar(a))

$P_N$  – Pressão normal de referência (1,013 bar(a))

Considerando possíveis alterações no consumo de ar planeado ou uma eventual expansão das necessidades de ar, deve considerar-se uma margem de segurança de 10-20% sobre o valor obtido a partir da equação 3.1. [6]

### 3.3. DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ÓTIMA DO COMPRESSOR

A pressão ótima do compressor é determinada a partir da pressão máxima exigida pelos equipamentos. No caso dos equipamentos com requisitos de pressão inferiores, deve ser instalada uma válvula redutora de pressão.

Deste modo, o valor da pressão na rede tem de ser superior ao valor da pressão máxima exigida pela máquina para que abranja as quedas de pressão no filtro, no secador e na tubagem. Na equação 3.2 encontra-se a fórmula utilizada para determinar a pressão ótima do compressor. [6]

$$P_{\text{Ótima}} = P_{\text{Máx. Exigida}} + \Delta P_{\text{Filtro}} + \Delta P_{\text{Secador}} + \Delta P_{\text{Tubagem}} \quad (3.2)$$

Em que:

$P_{\text{Ótima}}$  – Pressão ótima do compressor (bar(a))

$P_{\text{Máx. Exigida}}$  – Pressão máxima absoluta exigida pelos equipamentos pneumáticos (bar(a))

$\Delta P_{\text{Filtro}}$  – Queda de pressão no filtro (bar(a))

$\Delta P_{\text{Secador}}$  – Queda de pressão no secador (bar(a))

$\Delta P_{\text{Tubagem}}$  – Queda de pressão na tubagem (bar(a))

Para proceder à determinação da queda de pressão na tubagem, recorreu-se a Lei de *Darcy* que se encontra representada na equação 3.3. [6] [9]

$$\Delta P_{\text{Tubagem}} = f \times \frac{q_{\text{FAD}}^{1,85} \times L_{\text{eq.}}}{d_i^5 \times P_{\text{Máx. Exigida}}} \quad (3.3)$$

Em que:

$\Delta P_{\text{tubagem}}$  – Queda de pressão na tubagem (bar(a))

$f$  – Fator de fricção

$q_{\text{FAD}}$  – Caudal nas condições FAD (l/s FAD)

$d_i$  – Diâmetro interno da tubagem (mm)

$L_{eq}$  – Comprimento equivalente da tubagem (m)

$P_{Máx. Exigida}$  – Pressão máxima absoluta exigida pelos equipamentos pneumáticos (bar(a))

É de salientar que esta fórmula empírica foi proposta pela Atlas Copco em 1975 considerando 450 para o fator de fricção. [6] [10]

Quanto ao comprimento equivalente, estão incluídos os acessórios da tubagem tal como indicado na fórmula 3.4. [6]

$$L_{eq} = L_{tubagem} + L_{joelhos} + L_{"tê"} + L_{válvula} + (...)$$
 (3.4)

Em que:

$L_{tubagem}$  – Comprimento da tubagem (m)

$L_{joelhos}$  – Comprimento equivalente dos joelhos (m)

$L_{"tê"}$  – Comprimento equivalente do "tê" (m)

$L_{válvula}$  – Comprimento equivalente da válvula (m)

Na figura 3.1 encontra-se uma tabela com o comprimento equivalente de alguns acessórios em função do diâmetro da tubagem. [6]

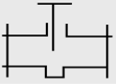
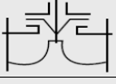








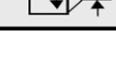
Equivalent length in meters												
Component		Inner pipe diameter in mm (d)										
		25	40	50	80	100	125	200	250	300	400	
Ball valve (full flow)		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Diaphragm valve fully open		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Angle valve fully open		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Poppet valve		7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Flap check valve		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Elbow R = 2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Elbow R = d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
90° angle		1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Tee through-flow		0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
Tee side-flow		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reducing nipple		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

Figura 3.1 – Comprimento equivalente, em metros, de acessórios para tubagem. [6]

Para este trabalho, apenas serão necessários os comprimentos equivalentes dos joelhos e dos “tês”.

No caso das quedas de pressão do filtro e do secador, estas são específicas de cada equipamento e portanto, deverão ser disponibilizadas pelo fornecedor. Teoricamente sabe-se que, no caso dos *blowers*, o valor da queda de pressão do filtro e do secador em conjunto, está compreendido entre 0,00124 – 0,00249 bar. [11]



## 4. VARIADORES DE FREQUÊNCIA

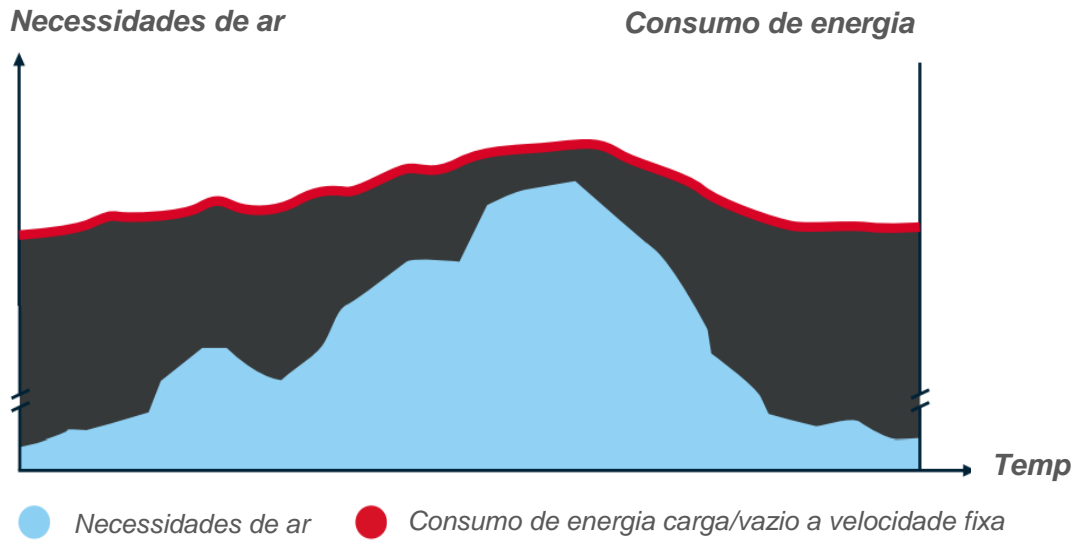
Quanto menor for a energia elétrica utilizada na produção de uma determinada quantidade de ar à pressão necessária, maior será a eficiência energética. Num sistema ideal, o consumo de ar seria proporcional à potência do compressor e à velocidade com a qual o motor do equipamento funcionaria. [12]

Os sistemas de controlo têm como objetivo tornar mais eficientes os processos de compressão no que diz respeito ao consumo de energia. [12] Neste capítulo serão abordadas as principais características dos sistemas carga/vazio e dos sistemas com variador de frequência (VSD).

Os equipamentos que funcionam em carga/vazio operam numa gama de pressões de trabalho, ou seja, quando o compressor atinge a pressão mínima estabelecida entra em carga gerando ar à pressão necessária para a rede. Uma vez atingida a pressão máxima, o compressor entra em vazio e assim sucessivamente. [12]

Deste modo, os compressores carga/vazio são eficientes em perfis de consumo com poucas flutuações. Em perfis intermitentes, este sistema de controlo apresenta a desvantagem de consumir energia sem produzir ar comprimido, ou seja, o motor está em contínuo funcionamento. [9]

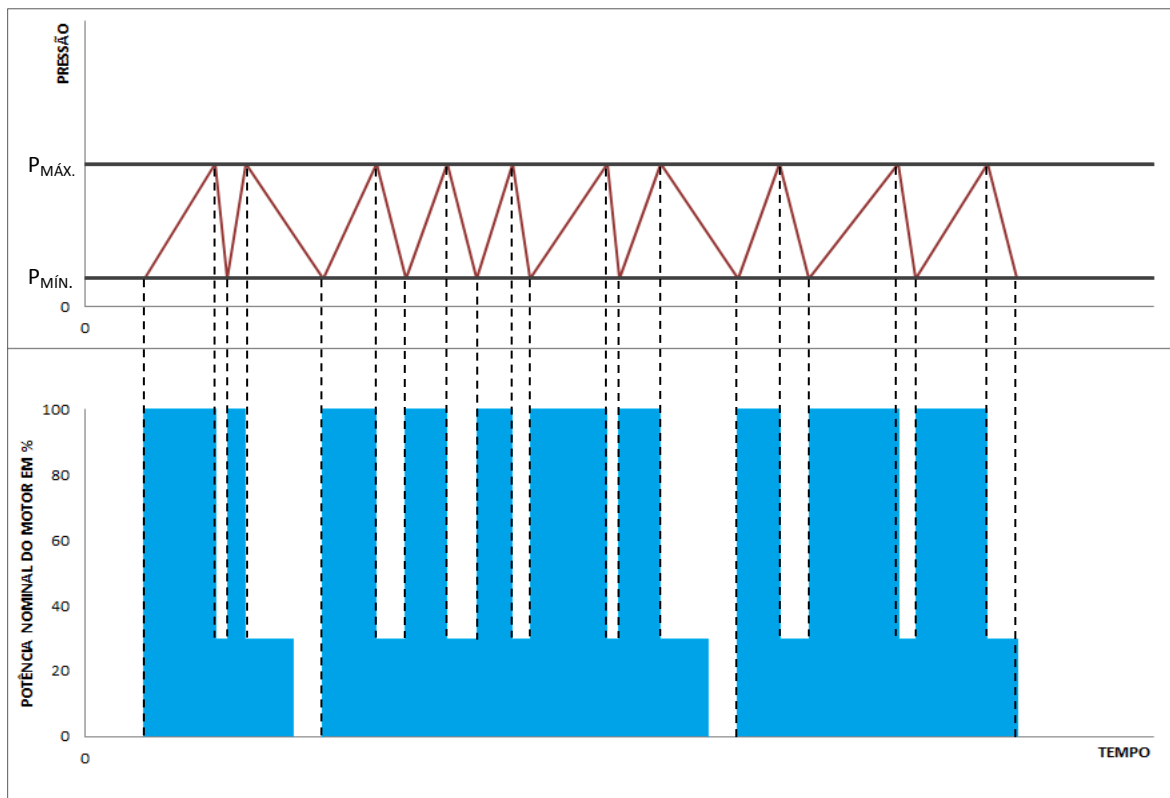
Na figura 4.1, encontra-se uma representação esquemática global do funcionamento do compressor e o seu consumo face às necessidades de ar para um sistema de carga/vazio.



**Figura 4.1** – Consumo energético face às necessidades de ar num sistema carga/vazio. [adaptado de 13]

Como se pode observar pela figura 4.1, existe uma produção de ar bastante superior à necessária. Este fator reflete-se negativamente na faturação elétrica e portanto, não se torna eficiente energeticamente.

O gráfico da figura 4.2 traduz o comportamento de um compressor em regime carga/vazio.



**Figura 4.2** – Consumo energético, em regime carga/vazio, relativamente à pressão. [adaptado de 14]

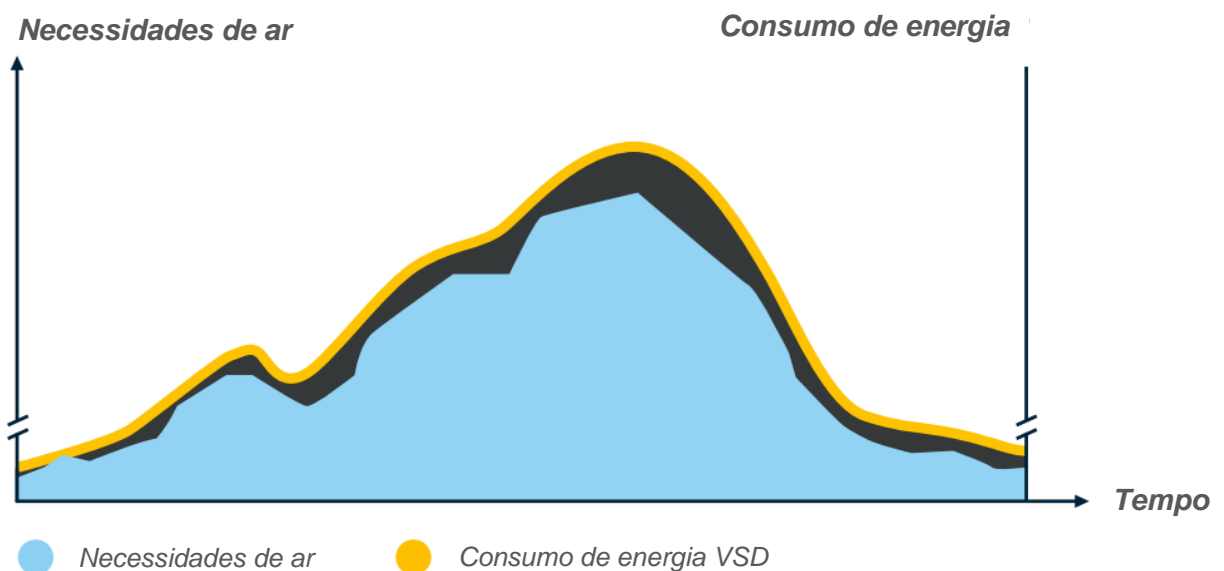
Deste modo, existe um consumo de 30% da potência nominal quando o equipamento se encontra em vazio. [14]

No caso dos sistemas com VSD, verifica-se uma pressão de trabalho constante e um funcionamento sempre em carga, ou seja, o VSD regula a rotação do motor produzindo o caudal de ar necessário.

Assim, os compressores com VSD são eficientes em perfis com elevada intermitência, conduzindo a reduções de consumo de energia que podem chegar a 35% no caso do ar comprimido/sopro e 50% no vácuo. [9] [13]

É de salientar que a redução obtida deve-se à eliminação da operação em vazio. Para além disso, estes compressores garantem uma pressão na rede constante, apresentam um arranque com aceleração progressiva e um funcionamento suave, ou seja, sem picos de corrente nem tensões mecânicas. [9]

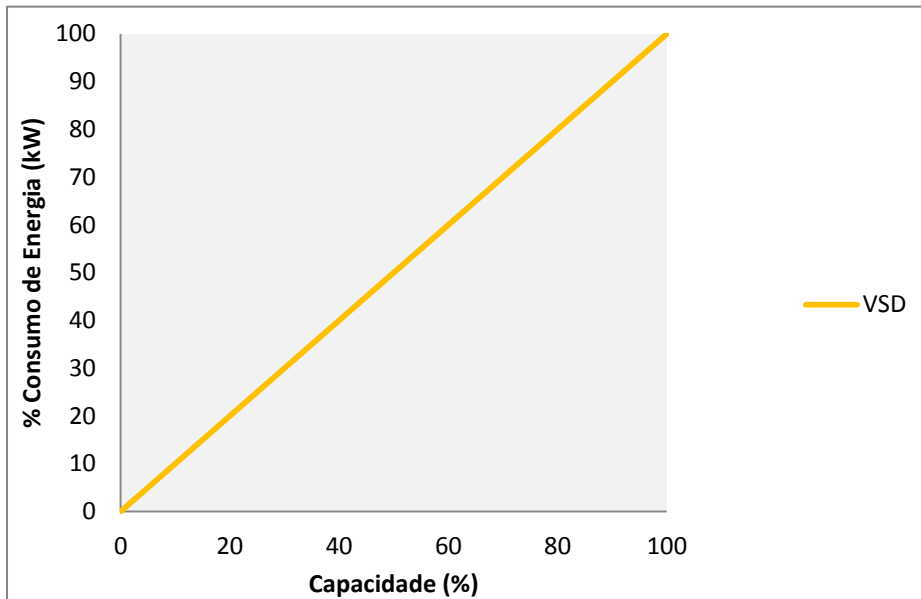
Na figura 4.3, encontra-se uma representação esquemática global do funcionamento do compressor e o seu consumo face às necessidades de ar para um sistema com variador de frequência.



**Figura 4.3** – Consumo energético face às necessidades de ar num sistema com VSD. [adaptado de 13]

Como se pode observar pela figura 4.3, o consumo de ar é aproximadamente proporcional à energia consumida pelo equipamento. Do ponto de vista energético, verifica-se que este tipo de sistema de controlo é mais vantajoso do que o sistema carga/vazio uma vez que apresenta menores consumos de eletricidade.

Assim, o gráfico da figura 4.4 ilustra a relação entre a capacidade do compressor e o respetivo consumo de energia para os sistemas com variador de frequência.



**Figura 4.4** – Relação entre a percentagem da capacidade e o consumo de energia de um compressor com VSD. [adaptado de 12]

Pela análise da figura 4.4, pode observar-se que no sistema de controlo com VSD existe uma relação entre a percentagem da capacidade do compressor e a percentagem de energia consumida.

Note-se que, mesmo sem produzir ar, o equipamento com funcionamento carga/vazio consome uma quantidade significativa de energia. Em contrapartida, no VSD existe um equilíbrio entre o consumo de energia e a capacidade do compressor.

## 5. EDIFÍCIO 1

Os equipamentos instalados na *Lidergraf* são de carácter pneumático e, portanto, apresentam necessidades de sopro, vácuo e ar comprimido. É de salientar que o ar comprimido será estudado ao longo do capítulo 7, uma vez que existe um sistema central de produção de ar comprimido que alimenta ambos os edifícios.

No edifício 1 existem duas unidades de impressão folha a folha (*offset*), uma unidade rotativa e seis unidades de acabamento, que apresentam diferentes tipos de necessidades de ar. Deste modo, os aspetos que serão alvo de estudo ao longo deste capítulo encontram-se mencionados abaixo:

- Levantamento das necessidades de sopro e análise/dimensionamento do *blower*;
- Levantamento das necessidades de vácuo e estudo da influência da instalação de um variador de frequência sobre o consumo energético da bomba de vácuo;
- Realização dos diagramas das linhas de vácuo e sopro do referido edifício.

### 5.1. ANÁLISE DA LINHA DE SOPRO

A linha de sopro do edifício 1 é alimentada por um sistema centralizado de produção de sopro ao qual se encontram ligadas seis unidades de acabamento e uma unidade de impressão folha a folha. As restantes unidades deste edifício apresentam *blowers* dedicados que satisfazem as suas necessidades de sopro.

Com a análise desta linha de sopro, pretende-se efetuar o dimensionamento do *blower* mais adequado face às necessidades do edifício 1.

#### 5.1.1. LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DE SOPRO

Numa primeira fase, procedeu-se ao levantamento dos consumos de sopro das diversas máquinas instaladas no edifício 1.

Na tabela 5.1 encontram-se registadas as pressões e os caudais necessários para cada uma das máquinas instaladas, bem como a quantidade de elementos que consomem sopro e o respetivo tempo médio de funcionamento.

**Tabela 5.1** – Levantamento dos consumos referentes ao sopro das diversas máquinas instaladas no edifício 1.

Máquina	Pressão (mbarg)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Quant.	Caudal necessário (m <sup>3</sup> /h)	Horas funcionamento diárias
<i>ST300</i> <i>N.º212</i>	300	1300	140	3	420	16
	1000	2000	40	1	40	16
<i>ST300</i> <i>N.º213</i>	300	1300	140	3	420	16
	1000	2000	40	1	40	16
<i>Stahl TH52</i> <i>N.º230</i>	700	1700	50	1	50	16
<i>Stahl TH82</i> <i>N.º231</i>	420	1420	82	1	82	16
<i>Stahl TH82</i> <i>N.º232</i>	420	1420	82	1	82	16
<i>MBO TH52</i> <i>N.º205</i>	120	1120	---	1	---	16
<i>KBA105</i>	800	1800	160	2	320	24
	150	1150	610	1	610	24
	800	1800	35	1	35	24
<i>KBA74</i>	600	1600	150	1	150	8
	500	1500	115	1	115	8
	110	1110	70	1	70	8
	80	1080	35	1	35	8
<i>Helderberg</i> <i>M600</i>	300	1300	470	1	470	24

■ Equipamentos ligados ao sistema centralizado.

■ Equipamentos não ligados ao sistema centralizado.

É de salientar que a máquina *MBO TH52 Nº205* tem um valor de caudal muito baixo e, portanto, é desprezável para o estudo em causa.

Pela análise da tabela 5.1, pode-se observar que existem duas máquinas que, atualmente, não estão ligadas ao sistema centralizado. No entanto, a empresa tem como objetivo proceder à ligação das referidas máquinas, evitando assim o consumo energético associado aos *blowers* dedicados.

Segundo a tabela 5.1, a pressão máxima exigida pelos equipamentos é de 2000 mbar(a). No entanto, este consumo é relativo a uma funcionalidade das máquinas *ST300*, que não é frequentemente utilizada. Deste modo, será considerada uma pressão máxima de 1800 mbar(a).

Considerando que o caudal máximo consumido é calculado tendo em conta o funcionamento em simultâneo de todas as máquinas (Anexo A), serão considerados três cenários para proceder ao estudo do *blower*:

**PONTO A** – Dimensionamento do *blower* face às necessidades atuais, em que se verifica uma pressão máxima de 1800 mbar(a) e um caudal máximo de 2099 m<sup>3</sup>/h;

**PONTO B** – Dimensionamento do *blower* após ligação das duas máquinas ao sistema central de produção de sopro, onde se verifica uma pressão máxima de 1800 mbar(a) e um caudal máximo de 2939 m<sup>3</sup>/h;

**PONTO C** – Dimensionamento do *blower* após ligação da máquina com maior consumo ao sistema central mantendo a outra a funcionar com um *blower* dedicado. Visto que no ponto B a *Helderberg M600* apresenta um peso sobre o consumo máximo de 16,0% e a *KBA74* de 12,5%, proceder-se-á à ligação da primeira ao sistema central (Anexo A). Neste caso, verifica-se uma pressão máxima de 1800 mbar(a) e um caudal máximo de 2569 m<sup>3</sup>/h.

#### 5.1.2. CARACTERÍSTICAS DO *BLOWER* ATUALMENTE INSTALADO

O *blower* atualmente instalado na *Lidergraf* é um compressor volumétrico rotativo de parafuso, 100% isento de óleo e com refrigeração a ar (*air-cooled*). As suas principais características encontram-se descritas na tabela 5.2. [15]

**Tabela 5.2** – Características do *blower* atualmente instalado no edifício 1. [15]

		<b>Velocidade do motor (rpm)</b>	<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Pressão (mbar(a))</b>	<b>Potência (kWh)</b>
<b>Atlas Copco ZS55+VSD</b>	<b>Mínimo</b>	1500	731	1300	22,3
	<b>Ótimo</b>	3000	1710	1800	46,0
	<b>Máximo</b>	4000	2310	2200	64,6

Devido a uma avaria no elemento compressor do sistema centralizado de produção de sopro, foi necessário estudar quais as hipóteses a considerar, com vista a resolução deste problema.

#### 5.1.3. PERFIL DE FUNCIONAMENTO DO *BLOWER* ATUALMENTE INSTALADO

É de salientar que, em 2010, foi realizado um *out sourcing* para avaliar o perfil de funcionamento do *blower*, verificando-se que este operava abaixo do ponto ótimo. Na tabela 5.3 encontram-se registados esses dados para a pressão ótima de funcionamento (1800 mbar(a)).

**Tabela 5.3** – Dados relativos ao perfil de funcionamento do *blower* em 2010 (edifício 1).

<b>Rotações por minuto (rpm)</b>	<b>Rotações por minuto (%)</b>	<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Tempo (%)</b>
1500 – 2000	1 – 20%	731 – 1068	57%
2000 – 2500	20 – 40%	1068 – 1395	4%
2500 – 3000	40 – 60%	1395 – 1710	38%
3000 – 3500	60 – 80%	1710 – 2015	1%
3500 – 4000	80 – 100%	2015 – 2310	0%

Como é possível observar pela tabela 5.3, em 2010 o *blower* trabalhava 57% do tempo com rotações por minuto entre 1 – 20% e 38% do tempo com rotações por minuto entre 40 – 60%. Uma vez que o motor deve operar acima de 75% das rpm, o ponto ótimo de funcionamento está situado entre 3000 – 3500 rpm. Verifica-se que o *blower* passa apenas 1% do tempo nesse intervalo encontrando-se, por isso, sobredimensionado.

Segundo o fornecedor, a causa da avaria deve-se ao facto do *blower* trabalhar a maioria do tempo num regime muito baixo. Este fator fez com que os rotores entrassem em contacto, originando assim uma avaria no elemento compressor. Face a este problema, a solução seria substituir o elemento compressor por um novo ou adquirir uma nova unidade de produção de sopro.

#### 5.1.4. REDE DE SOPRO E DIMENSIONAMENTO DO *BLOWER*

O dimensionamento do *blower* foi efetuado de acordo com o capítulo 3 do presente relatório.

Ao nível da lubrificação, pretende-se também um *blower* 100% isento de óleo e com refrigeração a ar (*air-cooled*).

#### Determinação do Caudal Ótimo do *Blower*

Segundo o fabricante *Atlas Copco*, não se justifica efetuar a correção do caudal para as condições FAD uma vez que não estamos perante condições extremas de temperatura e, portanto, seria uma diferença insignificativa para o estudo em questão.

Deste modo, o caudal do compressor corresponderá às necessidades dos equipamentos.

Um dos fatores mais importantes para este dimensionamento prende-se, precisamente, com o regime de funcionamento da empresa. Considerar um regime de 100% levaria a um sobredimensionamento do *blower* visto que o facto das máquinas estarem em produção simultânea, não implica um consumo máximo, ou seja, as máquinas não utilizam as suas funcionalidades em plenitude. No entanto, esta diminuição de consumo apenas é válida para o caudal exigido pela máquina, uma vez que a pressão do ar terá de ser sempre a indicada nas especificações.

Para determinar qual o regime de funcionamento mais adequado, efetuou-se o exercício do Anexo B a partir dos dados do *out sourcing* efetuado em 2010 para o *blower* atualmente instalado (consultar tabela 5.3). Assim, concluiu-se que o regime de funcionamento da empresa é cerca de 60%, sendo que neste estudo será considerado também um funcionamento de 80%, ou seja, com uma margem de segurança de 20% para um eventual aumento das necessidades. De qualquer forma, será também avaliado o regime de 100% a título de referência.

Na tabela 5.4 encontram-se os caudais necessários para cada um dos cenários considerados e respetivos regimes de funcionamento.

**Tabela 5.4** – Caudais para efetuar o dimensionamento do *blower* do edifício 1.

Descrição	Caudal (m <sup>3</sup> /h)			Caudal (l/s)		
	100%	80%	60%	100%	80%	60%
Ponto A Necessidades atuais.	2099	1679	1259	58	47	35
Ponto B Ligação das máquinas <i>KBA74</i> e <i>Helderberg M600</i> ao sistema central	2939	2351	1763	82	65	49
Ponto C Ligação da máquina <i>Helderberg M600</i> ao sistema central.	2569	2055	1542	71	57	43

Pela análise da tabela 5.4, verifica-se que para o ponto A, o caudal ótimo deverá estar compreendido entre 1259 – 1679 m<sup>3</sup>/h, para o ponto B deverá variar entre 1763 – 2351 m<sup>3</sup>/h e para o ponto C o intervalo deverá ser de 1542 – 2055 m<sup>3</sup>/h.

### Rede de Sopro e Determinação da Pressão Ótima do *Blower*

A determinação da pressão ótima do *blower* é feita através da aplicação da equação 3.2. Esta resulta do somatório da pressão máxima exigida pelos equipamentos com as quedas de pressão na tubagem, no filtro e no secador.

Como referido em 5.1.1, considerar-se-á uma pressão máxima exigida pelos equipamentos de 1800 mbar(a).

Para determinar a queda de pressão na tubagem, realizou-se o diagrama da rede de sopro, com as principais máquinas, no *software SolidWorks 2016* (Anexo C). É de salientar que a rede de distribuição de sopro instalada neste edifício é uma rede aberta com derivações em “pescoço de cavalo” e apresenta um comprimento de 103 metros sem baixadas e 213 metros com estas incluídas.

Na tabela 5.5 encontram-se os dados relativos ao comprimento da tubagem da rede principal, ao diâmetro interno e ao comprimento equivalente dos joelhos e “tês” (consultar figura 3.1).

**Tabela 5.5** – Dados para determinação da queda de pressão na tubagem da rede de sopro do edifício 1.

	Quant.	Comprimento Equivalente	Comprimento Equivalente Total (L <sub>eq.</sub> )
Diâmetro interno da tubagem (mm)	---	150	---
Comprimento tubagem sem baixadas (m)	---	103	103
Joelhos R = 2d	4	1,6	6,4
Joelhos R = d	9	2,1	18,9
“tê”	13	2,7	35,1

Aplicando a equação 3.4 obtém-se o comprimento equivalente da tubagem:

$$L_{eq.} = L_{tubagem} + L_{joelhos} + L_{tê} \leftrightarrow L_{eq.} = 103 + 6,4 + 18,9 + 35,1 \leftrightarrow L_{eq.} = 163,4 \text{ m}$$

Recorrendo à equação 3.3, determinou-se o valor da queda de pressão da tubagem ( $\Delta P_{tubagem}$ ) para cada um dos cenários considerados. Abaixo encontra-se o exemplo para o ponto A, num regime de 100%:

$$\Delta P_{Tubagem A} = 450 \times \frac{q_{FAD}^{1,85} \times L_{eq.}}{d_i^5 \times P_{Máx. Exigida}}$$

$$\leftrightarrow \Delta P_{Tubagem A} = 450 \times \frac{58^{1,85} \times 163,4}{150^5 \times 1800} = 9,8 \times 10^{-7} \text{ bar(a)}$$

$$\leftrightarrow \Delta P_{Tubagem A} = 9,8 \times 10^{-4} \text{ mbar(a)}$$

Procedendo de igual forma para os pontos B e C, obteve-se as quedas de pressão indicadas na tabela 5.6.

**Tabela 5.6** – Quedas de pressão na tubagem para efetuar o dimensionamento do *blower* do edifício 1.

Descrição	Caudal (l/s)			Queda de Pressão (mbar(a))		
	100%	80%	60%	100%	80%	60%
Ponto A Necessidades atuais.	58	47	35	$9,8 \times 10^{-4}$	$6,7 \times 10^{-4}$	$3,9 \times 10^{-4}$
Ponto B Ligação das máquinas <i>KBA74</i> e <i>Helderberg M600</i> ao sistema central	82	65	49	$1,9 \times 10^{-3}$	$1,2 \times 10^{-3}$	$7,2 \times 10^{-4}$
Ponto C Ligação da máquina <i>Helderberg M600</i> ao sistema central.	71	57	43	$1,4 \times 10^{-3}$	$9,5 \times 10^{-4}$	$5,7 \times 10^{-4}$

Por fim, considerar-se-á um valor teórico da queda de pressão no filtro e tubagem. Dado que o valor da referida queda de pressão está compreendido entre 1,24 – 2,49 mbar(a) (consultar subcapítulo 3.3), será utilizado um valor médio, ou seja, 1,87 mbar(a).

Como se pode verificar, os valores obtidos para as quedas de pressão da tubagem, filtro e secador são desprezáveis quando comparados com a pressão de 1800 mbar(a). Aplicando a equação 3.2, pode concluir-se que a pressão ótima de funcionamento do compressor corresponde à pressão máxima exigida pelos equipamentos, ou seja, 1800 mbar(a).

#### 5.1.5. LEVANTAMENTO/ANÁLISE DAS CARACTERÍSTICAS DE *BLOWERS* ALTERNATIVOS

Tendo em conta que o *blower* atualmente instalado se encontra sobredimensionado, procedeu-se à análise das características de *blowers* alternativos, propostos por outros fabricantes.

É importante referir que todos os equipamentos analisados são compressores volumétricos rotativos que apresentam variador de frequência.

Na tabela 5.7 encontram-se as características individuais dos *blowers* propostos para substituição do atual.

Tabela 5.7 – Características individuais dos *blowers* propostos para o edifício 1.

Fornecedor	Blower	Tipo	Quant.	Características Individuais						Potência (kW)
				Caudal (m <sup>3</sup> /h)			Pressão (mbar(a))			
				Mín.	Máx.	Ótimo	Mín.	Máx.	Ótimo	
Atlas Copco	ZS55+VSD	Parafuso	1	731	2310	1710	1300	2200	1800	55
Atlas Copco	ZS37PVCA	Parafuso	2	342,4	1612,8	1000	1800	1800	1800	37
	EB380 SM SFC55	Parafuso	1	541,8	1611,6	1003,8	-	2200	1850	55
Kaeser	EB380 SM SFC75	Parafuso	1	535,8	2259	1342,4	-	2100	1850	75
	EB380 SM SFC37	Parafuso	2	564,6	1431	920,4	-	2100	1850	37
Busch	MI 1502 BP	Lóbulos	4	430	500	475	1600	2500	2400	22
	DTLF2.500/0-400	Alhetas	4	290	584	-	1400	2500	2400	22
Becker	VADS 1500	Parafuso	1	580	1200	750	1500	2000	1800	45

 Blower atualmente instalado.

 Blowers propostos para substituição do atual.

Como se pode verificar na tabela 5.7, alguns fornecedores propuseram várias unidades com uma menor potência, ou seja, em vez de se adquirir apenas um *blower*, adquirem-se várias unidades desse *blower* que, no seu conjunto, conseguem cumprir as necessidades da empresa. Esta estratégia é interessante do ponto de vista energético, uma vez que as necessidades da empresa não são constantes ao longo do tempo. As principais vantagens da aquisição de várias unidades de sopro encontram-se referidas abaixo:

- Compressores com grande capacidade possuem uma alta demanda de energia e, portanto, se em vez de um compressor grande, forem usados vários compressores pequenos, eles podem ser ligados ou desligados individualmente de acordo com a demanda atual de ar à pressão necessária, o que leva a uma considerável economia de energia;
- Pode-se desligar um compressor para manutenção sem que toda a instalação tenha que ser paralisada; [16]
- Do ponto de vista dos equipamentos, estes funcionam mais próximos do ponto ótimo evitando avarias devido a sobrecargas ou sobredimensionamentos.

No entanto, apesar desta estratégia apresentar várias vantagens e ser a mais adequada tendo em conta o tipo de funcionamento da empresa, existe um custo de aquisição mais elevado.

Na tabela 5.8 encontram-se as características totais dos referidos compressores de sopro.

**Tabela 5.8** – Características totais dos *blowers* propostos para o edifício 1.

Fornecedor	Blower	Tipo	Quant.	Características Totais						
				Caudal (m <sup>3</sup> /h)			Pressão (mbar(a))			Potência (kW)
				Mín.	Máx.	Ótimo	Mín.	Máx.	Ótimo	
Atlas Copco	ZS55+VSD	Parafuso	1	731	2310	1710	1300	2200	1800	55
Atlas Copco	ZS37PVCA	Parafuso	2	684,7	3225,6	2000	3600	3600	3600	74
	EB380 SM SFC55	Parafuso	1	541,8	1611,6	1003,8	-	2200	1850	55
Kaeser	EB380 SM SFC75	Parafuso	1	535,8	2259	1342,4	-	2100	1850	75
	EB380 SM SFC37	Parafuso	2	1129,2	2862	1840,8	-	4200	3700	37
Busch	MI 1502 BP	Lóbulos	4	1720	2000	1900	6400	8000	-	120
	DTLF2.500/0-400	Alhetas	4	1160	2336	-	5600	10000	9600	88
Becker	VADS 1500	Parafuso	1	580	1200	750	1500	2000	1800	45

Blower atualmente instalado.

Blowers propostos para substituição do atual.

É de salientar que o valor da potência referido nas tabelas 5.7 e 5.8, é relativo a um valor médio que varia de acordo com o regime de funcionamento dos *blowers* (visto que apresentam variador de frequência).

Como referido em 5.1.4 (tabela 5.4), o caudal ótimo para cada um dos cenários considerados é o seguinte:

**PONTO A** – Necessidades atuais. Caudal ótimo: 1259 – 1679 m<sup>3</sup>/h.

**PONTO B** – Ligação das duas máquinas ao sistema central de produção de sopro. Caudal ótimo: 1763 – 2351 m<sup>3</sup>/h.

**PONTO C** – Ligação da máquina *Helderberg M600* ao sistema central, mantendo a *KBA74* a funcionar com um *blower* dedicado. Caudal ótimo: 1542 – 2055 m<sup>3</sup>/h

Pela análise da tabela 5.8 verifica-se que caudal ótimo do *blower EB380 SM SFC55* do fornecedor *Kaeser* é demasiado baixo para as necessidades anteriormente referidas. Para além disso, o *blower EB380 SM SFC 75* apresenta um caudal ótimo de 1342,4 para uma potência média de 75 kW e, portanto, apenas poderia satisfazer as necessidades do ponto A com um consumo associado elevado, quando comparado com outras propostas.

O fornecedor *Busch* propõe a aquisição de quatro *blowers* para cumprir as necessidades de sopro. Apesar do caudal se enquadrar nos intervalos anteriormente referidos e, do ponto de vista energético, ser uma opção rentável, existe um elevado custo associado à aquisição de quatro unidades.

No caso da *Becker*, foram propostos dois *blowers*: um de parafuso e outro de alhetas. No primeiro caso, o caudal ótimo é de 750 m<sup>3</sup>/h e, portanto, não cumpre as necessidades do edifício 1. Quanto ao compressor de alhetas, a *Lidergraf* não tem interesse em adquirir um compressor deste tipo, visto que existem elevadas despesas associadas em caso de avaria.

Deste modo, apenas serão analisados os compressores *ZS37PVCA* da *Atlas Copco* e o *EB380 SM SFC37* da *Kaeser* em comparação com uma eventual reparação do compressor atual (*ZS55+VSD* da *Atlas Copco*). É de salientar que a pressão ótima de funcionamento é a adequada nos três *blowers*.

Assim, procedeu-se à análise das características dos *blowers* para os cenários considerados. Considerar-se-á que o *blower* está corretamente dimensionado para um desvio até 20% entre o caudal ótimo e o caudal necessário para cada um dos regimes de funcionamento.

### **PONTO A – Necessidades Atuais**

No ponto A procedeu-se à análise do *blower* mais adequado para satisfazer as necessidades atuais para os regimes de funcionamento de 60 e 80%. A título de comparação, foi também efetuada a análise para o regime de funcionamento da empresa de 100%.

Como referido anteriormente, os caudais consumidos pelas máquinas no regime 60 – 80% variam de 1259 a 1679 m<sup>3</sup>/h. Assim, é necessário escolher um compressor cujo ponto ótimo de funcionamento se aproxime dos valores mencionados, não esquecendo que o regime de funcionamento aproxima-se de 60%.

Nos casos em que são propostos dois *blowers*, é necessário analisar também as características de um possível funcionamento individual quando o caudal consumido pelas máquinas assim o justificar.

Na tabela 5.9 encontram-se as características mais relevantes dos *blowers* e respetiva escolha relativamente ao desvio máximo considerado de 20% (Anexo D).

**Tabela 5.9** – Escolha do *blower* mais adequado para os diversos regimes de funcionamento do ponto A para o edifício 1.

Fornecedor/ <i>Blower</i>	Quant.	Características				100% Capacidade		80% Capacidade		60% Capacidade	
		Caudal (m <sup>3</sup> /h)		Pressão (mbar(a))		Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))
		Ótimo individual	Ótimo total	Ótima individual	Ótima total	2099	1800	1679	1800	1259	1800
<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>	1	1710	1710	1800	1800	22,7%	✓	1,8%	✓	26,4%	✓
<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>	2	1000	2000	1800	3600	5,0%	✓	16,1%	✓	25,9%	✓
<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>	2	920,4	1840,8	1850	3700	14,0%	✓	8,8%	✓	31,6%	✓
Opções		1 <sup>a</sup>		<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>		<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>		<i>Atlas Copco ZS37PVC</i>			
				2 <sup>a</sup>		<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>		<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>		<i>Atlas Copco ZS55+VSD A</i>	
				3 <sup>a</sup>		<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>		<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>		<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>	

- Caudal próximo do ponto ótimo (<15%)
- Caudal relativamente próximo do ponto ótimo (15 a 20%)
- Caudal afastado do ponto ótimo (>20%)

Pela análise da tabela 5.9, verifica-se que nenhum dos *blowers* apresenta as características adequadas para garantir as necessidades atuais num regime de funcionamento do edifício 1 de 60%.

Se avaliarmos apenas o regime de 80%, verifica-se que o *blower* atual (*Atlas Copco ZS55+VSD*) seria o mais indicado, apresentando um desvio de apenas 1,8% face ao caudal

ótimo. No entanto, como a empresa funciona em média a 60%, verifica-se um sobredimensionamento do equipamento.

Deste modo, é necessário aumentar o caudal exigido pelas máquinas através da ligação das restantes unidades.

### **PONTO B – Ligação da KBA74 e da Helderberg M600 ao Sistema Centralizado**

No ponto B procedeu-se à análise do *blower* mais adequado para satisfazer as necessidades da empresa após ligação das máquinas *KBA74* e *Helderberg M600* ao sistema central para os regimes de funcionamento de 60 e 80%. Tal como no ponto A, analisou-se também o regime de funcionamento da empresa de 100% a título de comparação.

Os caudais necessários para satisfazer as necessidades do ponto B para o regime 60 – 80% variam de 2351 a 1763 m<sup>3</sup>/h. Assim, é necessário escolher um compressor cujo ponto ótimo de funcionamento se aproxime dos valores mencionados.

Na tabela 5.10 encontram-se as características mais relevantes dos *blowers* e respetiva escolha, relativamente ao desvio máximo considerado de 20% (Anexo D).

**Tabela 5.10** – Escolha do *blower* mais adequado para os diversos regimes de funcionamento do ponto B para o edifício 1.

Fornecedor/ <i>Blower</i>	Quant.	Características				100% Capacidade		80% Capacidade		60% Capacidade	
		Caudal (m <sup>3</sup> /h)		Pressão (mbar(a))		Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))
		Ótimo individual	Ótimo total	Ótima individual	Ótima total						
<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>	1	1710	1710	1800	1800	2939	1800	2351	1800	1763	1800
<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>	2	1000	2000	1800	3600	47,0%	✓	17,6	✓	11,9%	✓
<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>	2	920,4	1840,8	1850	3700	59,7%	✓	27,7%	✓	4,2%	✓

Opções	1 <sup>a</sup>	<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>	<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>	<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>
	2 <sup>a</sup>	<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>	<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>	<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>
	3 <sup>a</sup>	<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>	<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>	<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>

- Caudal próximo do ponto ótimo (<15%)
- Caudal relativamente próximo do ponto ótimo (15 a 20%)
- Caudal afastado do ponto ótimo (>20%)

Pela análise da tabela 5.10, verifica-se que o *blower* que apresenta as melhores características face às necessidades do ponto B seria o *ZS37PVCA* da *Atlas Copco* com um desvio de 11,9 e 17,6% face ao caudal ótimo para os regimes de 60 e 80%, respetivamente.

Avaliando o comportamento do *blower* atualmente instalado nas condições do ponto B, verifica-se que este apresenta um funcionamento ideal no regime de 60%, apresentando um desvio de apenas 3,1% face ao caudal ótimo.

Relativamente ao regime de funcionamento do edifício a 100% segundo as condições anteriormente referidas, conclui-se que os *blowers* em análise não possuem caudal suficiente nestas condições.

**PONTO C – Ligação da Helderberg M600 ao Sistema Centralizado**

No ponto C procedeu-se à análise do *blower* mais indicado para satisfazer as necessidades da empresa após ligação da máquina *Helderberg M600* ao sistema central, mantendo a *KBA74* a funcionar com um *blower* dedicado. Tal como nos pontos A e B, analisou-se os regimes de funcionamento de 60 e 80% comparando com o de 100%.

Os caudais necessários para satisfazer as necessidades do ponto C para o regime 60 – 80% variam de 1542 a 2055 m<sup>3</sup>/h. Assim, é necessário escolher um compressor cujo ponto ótimo de funcionamento se aproxime dos valores mencionados.

Na tabela 5.11 encontram-se as características mais relevantes dos *blowers* e respetiva escolha, relativamente ao desvio máximo considerado de 20% (Anexo D).

**Tabela 5.11 – Escolha do *blower* mais adequado para os diversos regimes de funcionamento do ponto C para o edifício 1.**

Fornecedor/ <i>Blower</i>	Quant.	Características				100% Capacidade		80% Capacidade		60% Capacidade			
		Caudal (m <sup>3</sup> /h)		Pressão (mbar(a))		Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))		
		Ótimo individual	Ótimo total	Ótima individual	Ótima total	2569	1800	2055	1800	1542	1800		
<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>	1	1710	1710	1800	1800	50,2%	✓	20,2%	✓	9,8%	✓		
<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>	2	1000	2000	1800	3600	28,5%	✓	2,8%	✓	22,9%	✓		
<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>	2	920,4	1840,8	1850	3700	39,6%	✓	11,6%	✓	16,2%	✓		
Opções		1ª		<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>		<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>		<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>					
				2ª		<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>		<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>		<i>Kaeser EB380 SM SFC37</i>			
						3ª		<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>		<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>		<i>Atlas Copco ZS37PVCA</i>	

- Caudal próximo do ponto ótimo (<15%)
- Caudal relativamente próximo do ponto ótimo (15 a 20%)
- Caudal afastado do ponto ótimo (>20%)

Pela análise da tabela 5.11, verifica-se que os *blowers* que apresentam as melhores características face às necessidades do ponto C, seriam o *EB380 SM SFC37* da *Kaeser* e o atualmente instalado (*ZS55+VSD* da *Atlas Copco*).

No caso do *blower* da *Kaeser*, este apresenta um desvio de 16,2 e 11,6% relativamente ao caudal ótimo para os regimes de 60 e 80%, respetivamente.

No entanto, o *blower* atualmente instalado também apresenta características para satisfazer as necessidades exigidas nos regimes de 60 e 80% apresentando desvios de 9,8 e 20,2% respetivamente.

#### 5.1.6. ANÁLISE ECONÓMICA E RESOLUÇÃO DO PROBLEMA

Um dos objetivos da empresa era ligar as máquinas *KBA74* e *Helderberg M600* ao sistema central de produção de sopro de forma a eliminar os *blowers* dedicados e, assim, diminuir o consumo energético.

Deste modo, após a análise das propostas dos fornecedores, existem três opções para resolver este problema:

- Adquirir os dois *blowers* propostos pela *Atlas Copco* (*ZS37PVCA*) e optar pelas condições de funcionamento do ponto B, ou seja, ligar as duas máquinas ao sistema central de produção de sopro;
- Proceder à reparação do *blower* atual (*Atlas Copco ZS55+VSD*) segundo as condições de funcionamento da empresa do ponto C, ou seja, ligando apenas a máquina *Helderberg M600* ao sistema central.
- Adquirir os dois *blowers* propostos pela *Kaeser* (*EB380 SM SFC37*) e optar pelas condições referidas no ponto C.

Como já referido anteriormente, a aquisição de vários *blowers* com menor capacidade é vantajosa do ponto de vista energético mas, torna-se mais dispendiosa. De forma a escolher qual a opção mais rentável para a empresa, compararam-se os custos associados a cada uma das opções anteriores. Na tabela 5.12 encontra-se a variação de preço tendo por base a opção menos dispendiosa, ou seja, a reparação do equipamento atual.

**Tabela 5.12** – Análise económica das opções consideradas para a resolução do problema do sopro para o edifício 1.

Opção	Fornecedor	Blower	ΔPreço (€)	% Aumento de Preço
Reparação	<i>Atlas Copco</i>	<i>ZS55+VSD</i>	--	--
Aquisição	<i>Atlas Copco</i>	<i>ZS37PVCA</i>	36 000	240%
Aquisição	<i>Kaeser</i>	<i>EB380 SM SFC37</i>	33 624	224%

Pela análise da tabela 5.12, verifica-se que adquirir novas unidades é bastante mais dispendioso do que proceder à reparação do *blower* atual.

Assim, optar pela aquisição do *blower ZS37PVCA* da *Atlas Copco* implicaria um custo 240% mais elevado. No caso do *EB380 SM SFC37* da *Kaeser* o custo teria um aumento de 224%.

Deste modo, a melhor opção para resolver este problema seria proceder à reparação do *blower* atualmente instalado, efetuando a ligação da máquina *Helderberg M600* ao sistema centralizado e mantendo a máquina *KBA74* a funcionar com um *blower* dedicado (ponto C).

Apesar da *Lidergraf* ter como objetivo inicial proceder à ligação das duas máquinas ao sistema central, do ponto de vista económico é mais vantajoso ligar apenas a *Helderberg M600*, que apresenta uma maior necessidade de caudal do que a *KBA74* e, proceder à reparação do *blower* atual. Como referido anteriormente, ligar ambas as máquinas implicaria a aquisição de equipamento de produção de sopro, o que seria bastante mais dispendioso como se pode observar na tabela 5.12.

#### 5.1.7. REPARAÇÃO DO *BLOWER* ATUALMENTE INSTALADO E MONITORIZAÇÃO DO SEU FUNCIONAMENTO

Efetuada o dimensionamento e a análise dos *blowers* propostos pelos fornecedores, optou-se por proceder à reparação do *blower* atualmente instalado segundo as condições do ponto C.

Deste modo, procedeu-se à ligação da máquina *Helderberg M600* ao sistema centralizado de produção de sopro, sendo que esta é crucial para garantir que o *blower* funciona próximo do ponto ótimo.

No processo de reparação, foi possível recolher algumas fotografias da estrutura interna do *blower*, assim como do elemento compressor que foi substituído.

Na figura 5.1 encontra-se a representação esquemática dos principais elementos do *blower* atualmente instalado e respetivas imagens recolhidas durante a substituição do elemento compressor.



Figura 5.1 – Representação esquemática do *blower* atualmente instalado. [adaptado de 17]



1  
Caixa de engrenagens integrada.



5  
Filtro de entrada de ar.



2

Motor projetado para funcionamento em ambientes húmidos e com grande concentração de poeira.

6

Manómetro.



3

Sistema de óleo. Inclui bomba de óleo, arrefecedor de óleo e filtro.

7

Válvula de Retenção.

8

Amortecedor de pulsação de descarga



4

Parafuso isento de óleo.

9

Base da estrutura com encaixe para empilhadoras.

Após este estudo, e com a ligação da máquina *Helderberg M600*, o *blower* já não deverá apresentar problemas de sobredimensionamento, funcionando mais próximo do ponto ótimo.

Com o intuito de validar os pressupostos considerados, foi solicitada à *Atlas Copco* a monitorização do perfil de funcionamento do *blower*. No período de 18 a 24 de Julho de 2016 foi efetuada essa monitorização, sendo que a informação obtida encontra-se na tabela 5.13.

**Tabela 5.13** – Estudo do perfil de funcionamento do *blower* do edifício 1 após a operação de reparação.

	Horas totais	Horas de carga	Horas parado	Horas na zona ótima do VSD
<i>Atlas Copco ZS55+VSD</i>	168h	129h	39h	99h

Como se pode verificar, pela análise da tabela 5.13, o *blower* operou 99h na zona ótima do VSD numa monitorização de 168h, ou seja, passou 59% do tempo entre 60' – 80% das rotações por minuto.

Comparando com a monitorização do perfil de consumo no ano de 2010 (tabela 5.3), verifica-se que a percentagem de tempo na zona ótima do VSD passou de 1% para 59%.

No geral, considera-se que os pressupostos efetuados não se encontram muito afastados da realidade para o estudo em questão. No entanto, e considerando que num regime de funcionamento de 60% a percentagem de tempo na zona ótima do VSD aumentou em 58%, seria interessante efetuar o estudo para um regime de funcionamento do edifício 1 mais baixo e avaliar a hipótese de elevar o tempo de operação na zona ótima através da ligação da máquina *KBA74* ao sistema centralizado.

## **5.2. ANÁLISE DA LINHA DE VÁCUO**

Tal como no sopro, a linha de vácuo deste edifício é alimentada por um sistema centralizado de produção de vácuo ao qual se encontram ligadas seis unidades de acabamento e uma unidade de impressão folha a folha. A outra unidade de impressão folha a folha apresenta uma bomba de vácuo dedicada para satisfazer as suas necessidades. É de salientar que a unidade rotativa instalada neste edifício não apresenta necessidades de vácuo.

Visto que a bomba de vácuo atualmente instalada não possui variador de frequência, ponderou-se a hipótese de instalar um VSD externo. Deste modo, pretende-se estimar qual a poupança obtida ao efetuar esta instalação.


### **5.2.1. LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DE VÁCUO**

Inicialmente procedeu-se ao levantamento dos consumos de vácuo dos diversos equipamentos instalados no edifício 1.

Na tabela 5.14 encontram-se registadas as pressões e os caudais necessários para cada uma das máquinas instaladas, bem como a quantidade de elementos que consomem vácuo e o respetivo tempo médio de funcionamento.

**Tabela 5.14** – Levantamento dos consumos referentes ao vácuo das diversas máquinas instaladas no edifício 1.

Máquina	Pressão (mbarg)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Quant.	Caudal necessário (m <sup>3</sup> /h)	Horas funcionamento diárias
<i>ST300</i> <i>N.º12</i>	-600	400	140	3	420	16
<i>ST300</i> <i>N.º13</i>	-600	400	140	3	420	16
<i>Stahl TH52</i> <i>N.º230</i>	-600	400	50	1	50	16
<i>Stahl TH82</i> <i>N.º231</i>	-420	580	43	1	43	16
<i>Stahl TH82</i> <i>N.º232</i>	-400	600	43	1	43	16
<i>MBO TH52</i> <i>N.º205</i>	-400	600	---	1	---	16
<i>KBA105</i>	-600	400	210	2	420	24
	-250	750	30	2	60	24
<i>KBA74</i>	-600	400	190	1	190	8
	-120	880	40	1	40	8

 Equipamentos ligados ao sistema centralizado.

 Equipamento não ligado ao sistema centralizado.

É de salientar que a máquina *MBO TH52 N.º205* tem um valor de caudal muito baixo e portanto, é desprezável para o estudo em causa.

Pela análise da tabela 5.14, pode-se observar que a máquina *KBA74* não se encontra ligada ao sistema centralizado, ou seja, possui uma bomba de vácuo dedicada.

Considerando que o caudal máximo consumido é calculado tendo em conta o funcionamento em simultâneo de todas as máquinas, obteve-se um valor de 1456 m<sup>3</sup>/h para uma gama de pressões de 400 – 880 mbar(a). Para além disso, verificou-se que as máquinas *KBA105*, *ST300 N.º12* e *N.º13* representam 90,6% das necessidades totais das máquinas deste edifício (Anexo E).

### 5.2.2. CARACTERÍSTICAS DA BOMBA DE VÁCUO ATUALMENTE INSTALADA

A bomba de vácuo atualmente instalada na *Lidergraf* é volumétrica rotativa de parafuso e funciona em regime carga/vazio. As suas principais características encontram-se descritas na tabela 5.15.

**Tabela 5.15** – Características da bomba de vácuo atualmente instalada no edifício 1.

	<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Pressão (mbar(a))</b>	<b>Potência (kW)</b>
<b><i>Atlas Copco ZE3BVAC – 5E</i></b>	1828,8	200 - 1000	30

Para estimar a poupança obtida com a instalação do variador de frequência, é necessário saber o tempo de funcionamento anual de cada máquina.

### 5.2.3. ESTIMATIVA DO TEMPO DE LABORAÇÃO DAS MÁQUINAS E RESPETIVOS CONSUMOS

Visto que a empresa só monitoriza os consumos das máquinas *KBA105*, *ST300 N.º212* e *N.º213* e que estas representam a maioria do consumo de vácuo (90,6%), serão desprezadas as restantes máquinas.

Na tabela 5.16 encontram-se registados os tempos de funcionamento individual e em simultâneo das máquinas desde 1 de Janeiro a 31 de Outubro de 2016 (10 meses) e a respetiva extrapolação para um ano (12 meses).

**Tabela 5.16** – Estimativa do tempo de funcionamento anual das máquinas com maior consumo de vácuo do edifício 1.

Máquinas em funcionamento	Horas de funcionamento	
	1 - Janeiro a 31 - Outubro	Anual
<i>KBA105</i>	2747	3296
<i>ST300 N.º212</i>	70	84
<i>ST300 N.º213</i>	75	90
<i>KBA105 – ST300 N.º212</i>	1063	1276
<i>KBA105 – ST300 N.º213</i>	1121	1345
<i>ST300 N.º212 – ST300 N.º213</i>	12	14
<i>KBA105 – ST300 N.º212 – ST300 N.º213</i>	1339	1607
<b>TOTAL</b>	<b>6427</b>	<b>7712</b>

Como se pode verificar pela análise da tabela 5.16, num ano as máquinas laboram cerca de 7712 horas.

Tal como verificado na análise da linha de sopro, o regime de funcionamento do edifício1 aproxima-se de 60% (Anexo B). Deste modo, o caudal máximo consumido pelas máquinas não será o máximo.

Tendo por base os dados das tabelas 5.14 e 5.16, determinaram-se as necessidades de vácuo de acordo com as máquinas em funcionamento. É de salientar, que na determinação do caudal real, foi considerado o consumo de 60% do caudal máximo de vácuo. Na tabela 5.17 encontram-se os resultados obtidos.

**Tabela 5.17** – Estimativa dos consumos de vácuo do edifício 1 de acordo com as máquinas em funcionamento.

Máquina(s)	KBA105	ST300 N.º12	ST300 N.º13	KBA105 – ST300 N.º12	KBA105 – ST300 N.º13	ST300 N.º12 – ST300 N.º13	KBA105 – ST300 N.º12 – ST300 N.º13
Horas anuais	3296	84	90	1276	1345	14	1607
Pressão mbar(a)	400	400	400	400	400	400	400
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	480	420	420	900	900	840	1320
Caudal real (m <sup>3</sup> /h)	288	252	252	540	540	504	792

Os dados da tabela 5.17 serão preponderantes na avaliação da vantagem de integrar um VSD externo na bomba com regime carga/vazio.

#### 5.2.4. AVALIAÇÃO DA VANTAGEM DE INTEGRAR UM VARIADOR DE FREQUÊNCIA NA BOMBA DE VÁCUO ATUALMENTE INSTALADA

A integração de um variador de frequência na atual bomba de vácuo seria vantajosa do ponto de vista energético visto que o VSD regula a rotação do motor produzindo apenas o caudal de ar necessário.

Para proceder a estudo, serão considerados os seguintes pressupostos: [14]

- Rendimento do motor: 95%;
- Rendimento do variador de frequência: 100%;
- Bombas sem variador de frequência operam 70% do tempo em carga e 30% do tempo em vazio;
- Bombas com variador de frequência não operam em vazio; [9]
- Consumo de potência em vazio (bomba sem variador de frequência): 30%.

### Consumos da Bomba de Vácuo Atualmente Instalada (Carga/Vazio)

Sabendo que a bomba de vácuo passa 70% do tempo em carga ou seja, com uma potência nominal de 30 kW, registaram-se os consumos anuais obtidos para a situação de carga na tabela 5.18 (Anexo F).

**Tabela 5.18** – Consumo da bomba de vácuo atualmente instalada no edifício 1 em carga.

Máquina(s)	KBA105	ST300 N.º212	ST300 N.º213	KBA105 – ST300 N.º212	KBA105 – ST300 N.º213	ST300 N.º212 – ST300 N.º213	KBA105 – ST300 N.º212 – ST300 N.º213
Horas anuais	3296	84	90	1276	1345	14	1607
Pressão mbar(a)	400	400	400	400	400	400	400
Caudal real (m <sup>3</sup> /h)	288	252	252	540	540	504	792
Caudal produzido (m <sup>3</sup> /h)	1828,8	1828,8	1828,8	1828,8	1828,8	1828,8	1828,8
Potência (kW)	30	30	30	30	30	30	30
Potência real (kW)	31,58	31,58	31,58	31,58	31,58	31,58	31,58
Consumo (kWh/ano)	104 084	2 653	2 842	40 295	42 474	442	50 747
70% Consumo (kWh/ano)	72 859	1 857	1 989	28 206	29 732	309	35 523
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	<b>170 476</b>						

Pela análise da tabela 5.18, verifica-se que a bomba de vácuo sem variador de frequência apresenta um consumo anual de 170 476 kWh/ano para o regime de carga.

Como referido anteriormente, pressupõe-se que a bomba de vácuo sem variador de frequência passa 30% a operar em vazio. Visto que em vazio existe um consumo de 30% da potência do equipamento, registaram-se os dados obtidos na tabela 5.19 (Anexo F).

**Tabela 5.19** – Consumo da bomba de vácuo atualmente instalada no edifício 1 em vazio.

Máquina(s)	KBA105	ST300 N.º12	ST300 N.º13	KBA105 – ST300 N.º12	KBA105 – ST300 N.º13	ST300 N.º12 – ST300 N.º13	KBA105 – ST300 N.º12 – ST300 N.º13
Horas anuais	3296	84	90	1276	1345	14	1607
Potência (kW)	9,0	9	9	9	9	9	9
Potência real (kW)	9,47	9,47	9,47	9,47	9,47	9,47	8,55
Consumo (kWh/ano)	31 225	796	853	12 088	12 742	133	13 740
30% Consumo (kWh/ano)	9 368	239	256	3 627	3 823	40	9 618
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	<b>21 473</b>						

Pela análise da tabela 5.19, verifica-se que no tempo que a bomba passa em vazio (30% do tempo total), existe um consumo de 21 473 kWh/ano.

Deste modo, o consumo global de energia é dado pela equação 5.1.

$$P_{\text{consumida total}} = P_{\text{consumida carga}} + P_{\text{consumida vazio}} \quad (5.1)$$

$$P_{\text{consumida carga}} = 170\,476 \text{ kWh/ano}$$

$$P_{\text{consumida vazio}} = 21\,473 \text{ kWh/ano}$$

O consumo total obtido foi de 191 949 kWh/ano para a bomba de vácuo atualmente instalada com regulação carga/vazio.

#### Consumos da Bomba de Vácuo Atualmente Instalada após Integração de VSD

Recorrendo ao gráfico da figura 4.3, estimou-se quais seriam os consumos da bomba de vácuo atualmente instalada (*Atlas Copco ZE3BVAC – 5E*) com variador de frequência integrado (Anexo G). Na tabela 5.20 encontram-se registados os dados obtidos para o controlo com VSD.

**Tabela 5.20** – Consumo da bomba de vácuo atualmente instalada com variador de frequência externo (edifício 1).

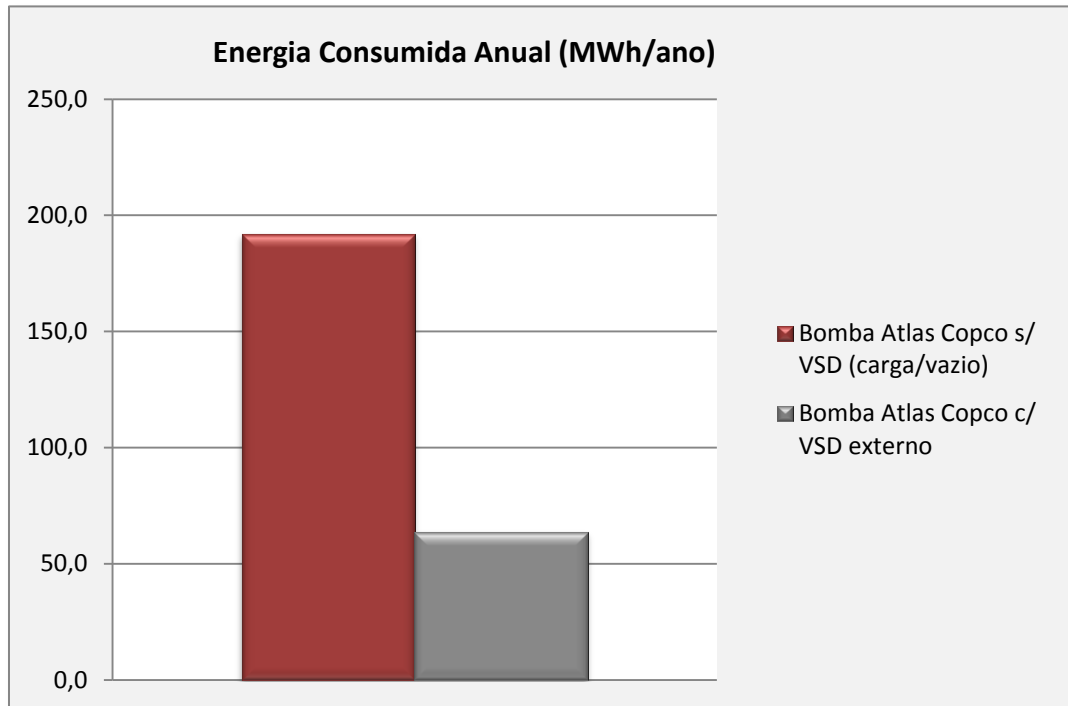
Máquina(s)	<i>KBA105</i>	<i>ST300 N.º12</i>	<i>ST300 N.º13</i>	<i>KBA105 – ST300 N.º12</i>	<i>KBA105 – ST300 N.º13</i>	<i>ST300 N.º12 – ST300 N.º13</i>	<i>KBA105 – ST300 N.º12 – ST300 N.º13</i>
<b>Horas anuais</b>	3296	84	90	1276	1345	14	1607
<b>Pressão mbar(a)</b>	400	400	400	400	400	400	400
<b>Caudal real (m<sup>3</sup>/h)</b>	288	252	252	540	540	504	792
<b>% Capacidade (caudal)</b>	16	14	14	30	30	28	43
<b>Potência (kW)</b>	4,72	4,13	4,13	8,86	8,86	8,27	12,99
<b>Potência real (kW)</b>	4,97	4,35	4,35	9,32	9,32	8,70	13,68
<b>Consumo (kWh/ano)</b>	16 391	366	392	11 898	12 541	122	21 977
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	63 687						

Pela análise da tabela 5.20, pode verificar-se que, quando a bomba de vácuo esta a trabalhar com variador de frequência, apresenta um consumo anual de 63 687 kWh. Este consumo foi determinado partindo do pressuposto de que o equipamento passa 100% do tempo a operar em carga com VSD e não apresenta vazio.

Note-se que a % capacidade máxima verificada é de 43% o que significa que o equipamento está sobredimensionado.

### Análise Económica

Comparando os consumos da bomba atualmente instalada sem variador de frequência e após a sua instalação, verifica-se uma redução de consumo de 128 262 kWh/ano, ou seja, uma poupança de 66,8% (Anexo G). Na figura 5.2, encontra-se um gráfico comparativo dos consumos anteriormente referidos.



**Figura 5.2** – Consumos da bomba de vácuo atualmente instalada sem variador de frequência e após a sua integração (edifício 1).

Considerando o preço da eletricidade a 0,11 €/kWh, esta poupança energética equivale a 14 108,8 €/ano (Anexo G).

Apesar da vantagem económica associada à instalação do VSD, este procedimento foi desaconselhado pelo fabricante visto que o equipamento não possuía condições técnicas para o fazer, podendo levar a avarias. É de salientar que a aquisição de uma nova bomba de vácuo foi excluída dado o elevado custo de investimento.

#### 5.2.5. REDE DE VÁCUO

Tal como a rede de sopro, a rede de distribuição de vácuo instalada neste edifício é uma rede aberta com derivações em “pescoço de cavalo”. Foi realizado o diagrama da rede de vácuo no *software SolidWorks 2016* em três dimensões (3D) com as principais máquinas (Anexo C).

Relativamente à tubagem esta apresenta um comprimento de 93 metros sem baixadas e 120 metros com estas incluídas.

## 6. EDIFÍCIO 2

Tal como o edifício 1, os equipamentos instalados no edifício 2 apresentam necessidades de sopro, vácuo e ar comprimido. Como referido anteriormente, o ar comprimido será estudado ao longo do capítulo 7, visto que o sistema central de produção de ar comprimido existente alimenta ambos os edifícios.

Neste edifício encontram-se instaladas quatro unidades de acabamentos e uma unidade rotativa. Ao longo deste capítulo serão estudados os aspetos mencionados abaixo:

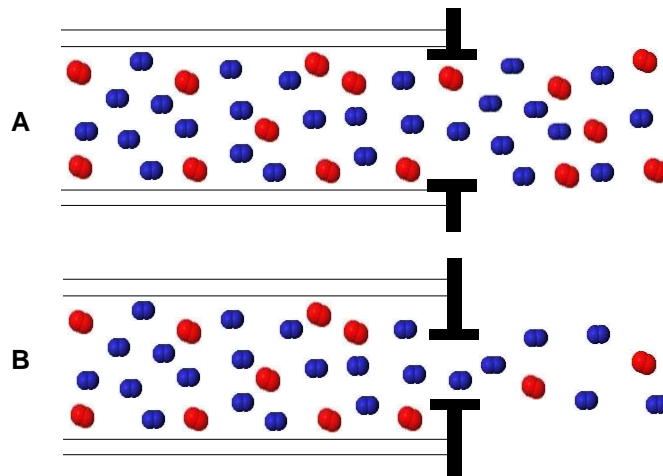
- Levantamento das necessidades de sopro;
- Levantamento das necessidades de vácuo e análise/dimensionamento da bomba de vácuo.

### 6.1. LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DE SOPRO

Numa primeira fase, procedeu-se ao levantamento dos consumos de sopro das diversas máquinas instaladas no edifício 2.

É de salientar que, no edifício 2, o sopro que alimenta algumas das máquinas provém do sistema centralizado de produção de ar comprimido aí instalado.

Assim, o sopro é obtido através de uma válvula que regula a quantidade de ar que é debitada, ou seja, o ar comprimido produzido pelo sistema central é estrangulado até se obter a pressão desejada para as máquinas. Na figura 6.1 encontra-se esquematizada a forma de obtenção do sopro.



**A** – válvula aberta; pressão máxima. **B** – redução da pressão devido a estrangulamento do ar.

**Figura 6.1** – Representação esquemática da obtenção de sopro através do estrangulamento do ar comprimido.

Observando a figura 6.1 verifica-se que, quando se estrangula a saída de ar comprimido, o número de moléculas de ar que é debitado diminui e, como a pressão é uma força por unidade de área, verifica-se que esta também diminui.

Para além desta forma de obtenção de sopro, existem também *blowers* dedicados em algumas máquinas.

Analisando os diagramas do anexo F e os dados presentes nos equipamentos instalados na empresa, obteve-se os consumos de sopro da tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Levantamento dos consumos referentes ao sopro dos diversos equipamentos instalados no edifício 2.

Máquina	Pressão (mbarg)	Pressão (mbar(a))	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Quant.	Caudal necessário (m <sup>3</sup> /h)	Horas funcionamento diárias
TEMP22	500	1500	355	1	355	24
	19	1019	2100	1	2100	24
ACORO	15	1015	1000	2	2000	24
	15	1015	1500	1	1500	24
ONYX	600	1600	120	1	120	24
	15	1015	1500	1	1500	24
	15	1015	1000	3	3000	24
BOLERO	12	1012	1200	1	1200	24
	19	1019	2100	2	4200	24
	190	1190	590	1	590	24
LITHOMAN	260	1260	1050	1	1050	24
	280	1280	490	1	490	24

 Equipamentos ligados ao ar comprimido

 Equipamentos com *blower* dedicado.

Analisando a tabela 6.1, determinou-se o caudal de sopro consumido através do estrangulamento do ar comprimido (Anexo A) obtendo-se um caudal máximo de 6075 m<sup>3</sup>/h para uma pressão de 2100 mbar(a).

É de salientar que os consumos da máquina ACORO representam 92,2% do caudal máximo de sopro do edifício 2.

## 6.2. ANÁLISE DA LINHA DE VÁCUO

A linha de vácuo do edifício 2 é alimentada por um sistema centralizado de produção de vácuo que é constituído por duas bombas sem variador de frequência. Atualmente, só uma

dessas bombas é que se encontra em funcionamento e é responsável pelo abastecimento de três das quatro unidades de acabamento instaladas neste edifício.

A máquina que não se encontra ligada ao sistema central possui uma bomba de vácuo dedicada para fornecer o ar necessário.

Com a análise da linha de vácuo pretende-se efetuar o dimensionamento da bomba de vácuo mais adequada para substituir a que se encontra atualmente a funcionar, visto que esta já apresenta alguns problemas de funcionamento. Deste modo, será avaliada a vantagem de adquirir um novo equipamento com variador de frequência face a um equipamento com regime de carga/vazio.

### 6.2.1. LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DE VÁCUO

Numa primeira fase, procedeu-se ao levantamento dos consumos de vácuo das diversas máquinas instaladas no edifício 2.

Na tabela 6.2 encontram-se registadas as pressões e os caudais necessários para cada uma das máquinas instaladas, bem como o tempo que poderão laborar.

**Tabela 6.2** – Levantamento dos consumos referentes ao vácuo das diversas máquinas instaladas no edifício 2.

Máquina	Pressão (mbarg)	Pressão (mbar(a))	Caudal necessário (m <sup>3</sup> /h)	Horas funcionamento diárias
TEMP22	-800	200	128	24
ACORO	-800	200	75	24
ONYX	-600	400	160	24
BOLERO	-500	500	205	24
	-850	150	118	24

Equipamentos ligados ao sistema centralizado.

Equipamento não ligado ao sistema centralizado.

Analisando a tabela 6.2, determinou-se o consumo de vácuo do edifício 2 tal como representado abaixo.

$$Q_{VÁCUO\ ED.2} = Q_{TEMP22} + Q_{ACORO} + Q_{ONYX}$$

$$\leftrightarrow Q_{VÁCUO\ ED.2} = 128 + 75 + 160 \leftrightarrow Q_{VÁCUO\ ED.2} = 363\text{ m}^3/\text{h}$$

Assim, verifica-se que o edifício 2 apresenta um consumo máximo de 363 m<sup>3</sup>/h para uma gama de pressões de 200-400 mbar(a). A máquina *ONYX* é a que apresenta maior peso no consumo máximo de vácuo com uma percentagem de 44,1%. As máquinas *TEMP22* e *ACORO* apresentam um peso de 35,3% e 20,6%, respetivamente.

### 6.2.2. CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS DE VÁCUO ATUALMENTE INSTALADAS

As duas bombas de vácuo atualmente instaladas na *Lidergraf* são volumétricas rotativas de alhetas com refrigeração a ar (*air-cooled*). As suas principais características encontram-se descritas na tabela 6.3. [18]

**Tabela 6.3** – Características das bombas de vácuo atualmente instaladas no edifício 2. [18]

	Quantidade	Caudal Individual (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mbar(a))	Potência Individual (kW)
<i>Pneumofore 205C</i>	2	205	0,5 – 400	4,0

Atualmente só se encontra em funcionamento uma destas bombas sendo que esta já apresenta problemas.

Deste modo, procedeu-se ao dimensionamento e à análise de bombas de vácuo alternativas para substituir o equipamento atual.

### 6.2.3. DIMENSIONAMENTO DA BOMBA DE VÁCUO

O dimensionamento da bomba de vácuo segue os mesmos princípios apresentados no capítulo 3 do presente relatório.

No caso da pressão, foram consideradas desprezáveis as quedas de pressão, sendo que a gama de pressões deverá englobar o intervalo de 200 a 400 mbar(a).

Quanto ao caudal, não se justifica efetuar a sua correção para as condições FAD uma vez que não estamos perante condições extremas de temperatura e portanto, seria uma diferença insignificativa para o estudo em questão.

No entanto, é preciso considerar que atualmente só se encontra em funcionamento uma bomba de vácuo e que esta é suficiente para assegurar as necessidades de vácuo de todas as máquinas. Tendo em conta o caudal máximo de sopro do edifício 2, ou seja, 363 m<sup>3</sup>/h e o caudal debitado pela bomba de 205 m<sup>3</sup>/h, determinou-se a percentagem de caudal efetivamente consumido.

$$\frac{\text{Caudal máximo da bomba } Pneumofore}{\text{Caudal máximo consumido pelos equipamentos}} = \frac{205 \text{ m}^3/\text{h}}{363 \text{ m}^3/\text{h}} \times 100 = 56,5 \%$$

Deste modo, pode inferir-se que, no pior dos cenários, existe um consumo de 56,5% do caudal máximo de vácuo. Nesta estimativa, considera-se que o edifício 2 consome constantemente um caudal de 205 m<sup>3</sup>/h o que não é necessariamente verdade e, portanto, pode considerar-se que já existe uma margem de segurança associada a este valor.

Assim, a bomba de vácuo alternativa deverá debitar um caudal de 205 m<sup>3</sup>/h para uma gama de pressões de 200 – 400 mbar(a).

Para uma correta avaliação da vantagem de adquirir uma bomba com variador de frequência face a um funcionamento carga/vazio, foi efetuada uma estimativa dos consumos de vácuo de acordo com o funcionamento das máquinas.

#### 6.2.4. ESTIMATIVA DO TEMPO DE LABORAÇÃO DAS MÁQUINAS E RESPETIVOS CONSUMOS

Para estimar o tempo médio de laboração das máquinas consumidoras de vácuo do edifício 2, analisou-se os tempos de funcionamento no período de 1 de Junho a 9 de Agosto de 2016 (Anexo I). Na tabela 6.4 foram registados os tempos de funcionamento individual e em simultâneo das máquinas no período indicado (2,3 meses) e a respetiva extrapolação para um ano (12 meses).

**Tabela 6.4** – Estimativa do tempo de funcionamento anual das máquinas consumidoras de vácuo do edifício 2.

Máquinas em funcionamento	Horas de funcionamento	
	1 - Junho a 9 - Agosto	Anual
<i>ACORO</i>	357	1863
<i>TEMP22</i>	218	1139
<i>ONYX</i>	91	476
<i>ACORO – TEMP22</i>	131	682
<i>ACORO – ONYX</i>	143	746
<i>TEMP – ONYX</i>	35	184
<i>ACORO – TEMP22 – ONYX</i>	39	202
<b>TOTAL</b>	1014	5292

Como se pode verificar pela análise da tabela 6.4, num ano as máquinas laboram cerca de 5292 horas.

Tendo por base os dados das tabelas 6.2 e 6.4, determinaram-se as necessidades de vácuo de acordo com as máquinas em funcionamento. É de salientar que, na determinação do caudal real, foi considerado o consumo de 56,5% do caudal máximo de vácuo. Na tabela 6.5 encontram-se os resultados obtidos.

**Tabela 6.5** – Estimativa dos consumos de vácuo do edifício 2 de acordo com as máquinas em funcionamento.

Máquina(s)	<i>ACORO</i>	<i>TEMP22</i>	<i>ONYX</i>	<i>ACORO – TEMP22</i>	<i>ACORO – ONYX</i>	<i>TEMP22 – ONYX</i>	<i>ACORO – TEMP22 – ONYX</i>
<b>Horas anuais</b>	1863	1139	476	682	746	184	202
<b>Pressão mbar(a)</b>	200	200	400	200	200	200	200
<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	75	128	160	203	235	288	363
<b>Caudal real (m<sup>3</sup>/h)</b>	42	72	90	115	133	163	205

Os dados da tabela 6.5 serão preponderantes na avaliação da vantagem em adquirir uma bomba com variador de frequência face ao regime carga/vazio.

#### 6.2.5. LEVANTAMENTO/ANÁLISE DAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS DE VÁCUO ALTERNATIVAS

Para substituir a bomba de vácuo atualmente instalada, serão consideradas duas hipóteses. A primeira proposta a considerar é uma bomba de vácuo de parafuso da *Atlas Copco* que possui variador de frequência. Quanto à segunda proposta, esta refere-se a uma bomba de vácuo de lóbulos do fornecedor *Busch* que funciona num regime carga/vazio, com a hipótese de integrar um variador de frequência.

Tendo em conta as propostas recebidas, será efetuada a análise das características dos equipamentos propostos, assim como a análise da vantagem de adquirir um equipamento com variador de frequência.

Para proceder a estudo, serão considerados os seguintes pressupostos: [14]

- Rendimento do motor: 95%;
- Rendimento do variador de frequência: 100%;
- Bombas sem variador de frequência operam 70% do tempo em carga e 30% do tempo em vazio;
- Bombas com variador de frequência não operam em vazio; [9]
- Consumo de potência em vazio (bomba sem variador de frequência): 30%.

#### Bomba de Vácuo com Variador de Frequência (*Atlas Copco*)

A proposta da *Atlas Copco* refere-se a uma bomba de vácuo de parafuso, cujos consumos variam de acordo com o caudal e a pressão que está a ser produzida (Anexo J). Na tabela 6.6 encontram-se as principais características deste equipamento.

**Tabela 6.6** – Características da bomba de vácuo alternativa com variador de frequência para o edifício 2. [19]

<i>Atlas Copco GHS 350 VSD*</i>	
<b>RPM máximo</b>	3500
<b>RPM mínimo</b>	600
<b>Caudal ótimo (m<sup>3</sup>/h)</b>	390
<b>Gama de pressão (mbar(a))</b>	0,35 – 400
<b>Potência (kW)</b>	5,5

Através da relação entre o caudal, a pressão, as rotações por minuto e a potência da bomba de vácuo em estudo, obteve-se os consumos e o regime de funcionamento da bomba de vácuo de acordo com o tempo e o número de máquinas que se encontram em funcionamento (Anexo J). Na tabela 6.7 encontram-se registados os dados obtidos para a situação de carga.

**Tabela 6.7** – Consumo da bomba de vácuo com variador de frequência em carga (edifício 2).

<b>Máquina(s)</b>	<b>ACORO</b>	<b>TEMP22</b>	<b>ONYX</b>	<b>ACORO – TEMP22</b>	<b>ACORO – ONYX</b>	<b>TEMP22 – ONYX</b>	<b>ACORO – TEMP22 – ONYX</b>
<b>Horas anuais</b>	1863	1139	476	682	746	184	202
<b>Pressão mbar(a)</b>	200	200	400	200	200	200	200
<b>Caudal real (m<sup>3</sup>/h)</b>	42	72	90	115	133	163	205
<b>Caudal produzido (m<sup>3</sup>/h)</b>	73	73	90	115	133	163	205
<b>RPM</b>	600	600	730	935	1081	1325	1667
<b>Potência (kW)</b>	1,70	1,70	2,70	2,60	3,00	3,70	4,70
<b>Potência real (kW)</b>	1,79	1,79	2,84	2,74	3,16	3,89	4,95
<b>Consumo (kWh/ano)</b>	3333	2038	1353	1867	2356	716	1000
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	12663						

Uma vez que a bomba de vácuo proposta pela *Atlas Copco* possui variador de frequência, esta não opera em vazio e, portanto, não existe consumo de energia.

Pela análise da tabela 6.7, pode verificar-se que a bomba de vácuo apresenta um consumo anual de 12663 kWh. Este consumo foi determinado partindo do pressuposto de que o equipamento passa 100% do tempo a operar em carga com VSD.

De forma a avaliar o correto dimensionamento desta unidade, estimou-se o perfil de funcionamento da bomba de vácuo. Sabendo que as rotações por minuto variam de 600 a 3500 rpm, registaram-se os resultados obtidos na tabela 6.8 (Anexo J).

**Tabela 6.8** – Estimativa do perfil de funcionamento da bomba de vácuo com variador de frequência proposta para o edifício 2.

RPM	600	730	935	1081	1325	1667
%RPM	1	5	12	17	26	37
% tempo	57	9	13	14	3	4

Analisando a tabela 6.8, verifica-se que a bomba de vácuo da *Atlas Copco* iria passar 57% do tempo nas 600 rpm, ou seja, a trabalhar a 1% das rotações. Deste modo, esta bomba de vácuo encontra-se sobredimensionada e, portanto, não é uma opção válida para substituir a bomba atualmente instalada.

### Bomba de Vácuo sem Variador de Frequência (*Busch*)

A proposta da *Busch* refere-se a uma bomba de vácuo de alhetas sem variador de frequência. Na tabela 6.9 encontram-se as principais características deste equipamento.

**Tabela 6.9** – Características da bomba de vácuo alternativa sem variador de frequência para o edifício 2.

<b><i>Busch Mink MM 1202 AV</i></b>	
<b>Gama RPM</b>	600 – 3600
<b>Caudal ótimo (m<sup>3</sup>/h)</b>	200
<b>Gama de Pressão (mbar(a))</b>	100 – 1000
<b>Potência (kW)</b>	4,0

Ao comparar as características da bomba proposta pela *Busch* com as características da bomba atualmente instalada, verifica-se que estas são semelhantes. Deste modo, considera-se que a bomba proposta encontra-se corretamente dimensionada.

Sabendo que a bomba de vácuo passa 70% do tempo em carga, ou seja, com uma potência nominal de 4,0 kW, registaram-se os consumos anuais obtidos para a situação de carga na tabela 6.10 (Anexo F).

**Tabela 6.10** – Consumo da bomba de vácuo sem variador de frequência em carga (edifício 2).

Máquina(s)	ACORO	TEMP22	ONYX	ACORO – TEMP22	ACORO – ONYX	TEMP22 – ONYX	ACORO – TEMP22 – ONYX
<b>Horas anuais</b>	1863	1139	476	682	746	184	202
<b>Pressão mbar(a)</b>	200	200	400	200	200	200	200
<b>Caudal real (m<sup>3</sup>/h)</b>	42	72	90	115	133	163	205
<b>Caudal produzido (m<sup>3</sup>/h)</b>	200	200	200	200	200	200	200
<b>Potência (kW)</b>	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
<b>Potência real (kW)</b>	4,21	4,21	4,21	4,21	4,21	4,21	4,21
<b>Consumo (kWh/ano)</b>	7843	4795	2005	2872	3141	774	851
<b>70% Consumo (kWh/ano)</b>	5490	3357	1403	2010	2199	542	596
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	15 597						

Pela análise da tabela 6.10, verifica-se a bomba de vácuo sem variador de frequência apresenta um consumo anual de 15 597 kWh/ano para o regime de carga.

Como referido anteriormente, pressupõe-se que a bomba de vácuo sem variador de frequência passa 30% a operar em vazio. Visto que em vazio existe um consumo de 30% da potência do equipamento, registaram-se os dados obtidos na tabela 6.11 (Anexo F).

**Tabela 6.11** – Consumo da bomba de vácuo sem variador de frequência em vazio (edifício 2).

Máquina(s)	ACORO	TEMP22	ONYX	ACORO – TEMP22	ACORO – ONYX	TEMP22 – ONYX	ACORO – TEMP22 – ONYX
<b>Horas anuais</b>	1863	1139	476	682	746	184	202
<b>Potência (kW)</b>	1,21	1,21	1,2	1,21	1,21	1,21	1,21
<b>Potência real (kW)</b>	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26
<b>Consumo (kWh/ano)</b>	2353	1438	601	862	942	232	230
<b>30% Consumo (kWh/ano)</b>	706	431	180	259	283	70	69
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	1998						

Pela análise da tabela 6.11, verifica-se que no período de tempo que a bomba está em vazio (30% do tempo total) há consumo de 1998 kWh/ano.

Sabendo que o consumo global de energia é dado pela equação 5.1, determinou-se a potência total consumida a partir dos seguintes dados:

$$P_{\text{consumida carga}} = 15597 \text{ kWh/ano}$$

$$P_{\text{consumida vazio}} = 1998 \text{ kWh/ano}$$

Deste modo, obteve-se um consumo total de 17 595 kWh/ano para a bomba de vácuo proposta pela *Busch*.

Comparando o consumo energético da bomba com variador de frequência proposta pela *Atlas Copco* face ao regime carga/vazio, verifica-se um consumo 39% superior para o segundo. Deste modo, é importante avaliar a vantagem económica de integrar um variador de frequência na bomba de vácuo proposta pela *Busch*.

### Avaliação da Vantagem de Integrar um Variador de Frequência na Bomba de Vácuo *Busch*

Os sistemas de controlo com variador de frequência são vantajosos do ponto de vista energético visto que o VSD regula a rotação do motor produzindo apenas o caudal de ar necessário.

Recorrendo ao gráfico da figura 4.4, estimou-se quais seriam os consumos da bomba *Busch* com variador de frequência integrado (Anexo G). Na tabela 6.12 encontram-se registados os dados obtidos para a situação de carga.

**Tabela 6.12** – Consumo da bomba de vácuo *Busch* com variador de frequência integrado (edifício 2).

Máquina(s)	ACORO	TEMP22	ONYX	ACORO – TEMP22	ACORO – ONYX	TEMP22 – ONYX	ACORO – TEMP22 – ONYX
Horas anuais	1863	1139	476	682	746	184	202
Pressão mbar(a)	200	200	400	200	200	200	200
Caudal real (m <sup>3</sup> /h)	42	72	90	115	133	163	205
% Capacidade (caudal)	21	36	45	57	66	81	103
Potência (kW)	0,85	1,45	1,80	2,29	2,66	3,25	4,00
Potência real (kW)	0,89	1,52	1,90	2,41	2,80	3,43	4,21
Consumo (kWh/ano)	1662	1734	906	1647	2086	630	851
<b>Consumo Total (kWh/ano)</b>	<b>9516</b>						

Pela análise da tabela 6.12 pode verificar-se que, quando a bomba de vácuo esta a trabalhar em carga com variador de frequência, apresenta um consumo anual de 9516 kWh. Este consumo foi determinado partindo do pressuposto de que o equipamento passa 100% do tempo a operar em carga com VSD e não apresenta vazio.

6.2.6. ANÁLISE ECONÓMICA E RESOLUÇÃO DO PROBLEMA

Após o levantamento e análise das características das bombas de vácuo alternativas, verificou-se que a proposta da bomba de vácuo com variador de frequência *Atlas Copco* não era adequada. Em contrapartida, o fornecedor *Busch* apresentou duas hipóteses válidas.

Comparando os consumos da bomba *Busch* sem variador de frequência e após a sua instalação, verifica-se uma redução de consumo de 8079 kWh/ano, ou seja, uma poupança de 45,9% (Anexo G). Na figura 6.2, encontra-se um gráfico comparativo dos consumos anteriormente referidos.

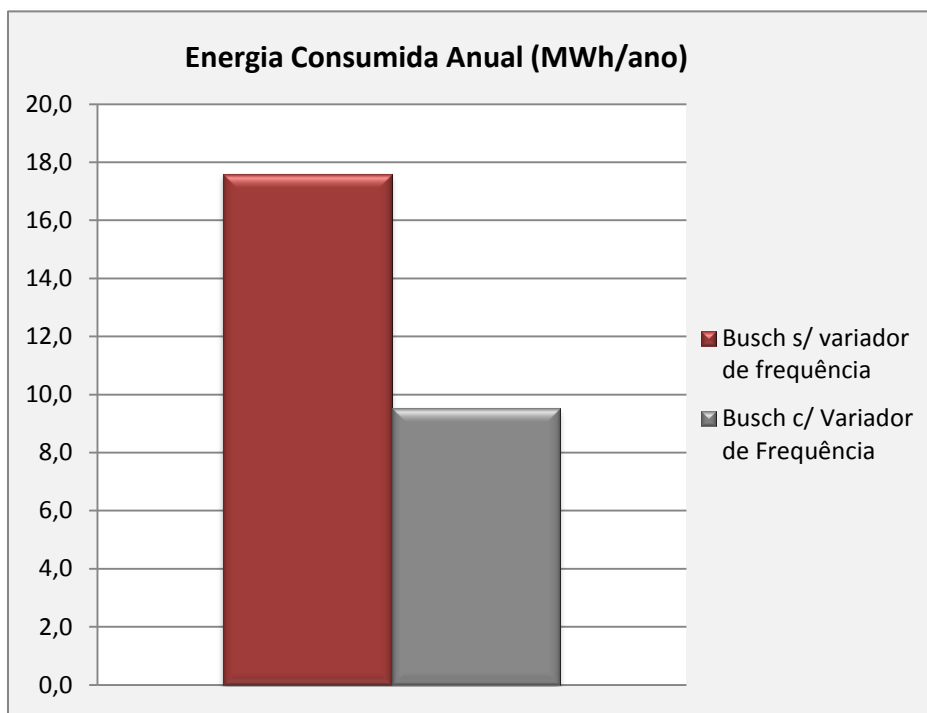


Figura 6.2 – Consumos da bomba de vácuo *Busch* sem variador de frequência e após a sua integração (edifício 2).

Considerando o preço da eletricidade a 0,11€/kWh, esta poupança energética equivale a 888,7 €/ano (Anexo G).

Visto que o investimento para proceder à instalação do variador de frequência é de 2639,5€, obtém-se um tempo de retorno do investimento de cerca de 3 anos (Anexo G). Perante estes resultados, a empresa irá optar por adquirir a bomba de vácuo *Busch Mink MM 1202 AV* com a integração do variador de frequência.

## 7. AR COMPRIMIDO

Os edifícios 1 e 2, para além de apresentarem necessidades de sopro e vácuo, apresentam também necessidades de ar comprimido. O facto da unidade centralizada de produção de ar comprimido alimentar os dois edifícios, fez com que fosse necessário criar um capítulo individual sobre esta temática.

Esta unidade central de produção de ar comprimido é constituída por dois compressores rotativos de parafuso que trabalham de forma alternada. Apenas um desses compressores possui variador de frequência e, portanto, tem preferência relativamente ao segundo.

Inicialmente, efetuou-se o levantamento dos consumos das máquinas de ambos os edifícios. Para além disso, este trabalho tinha como objetivo realizar o diagrama da rede de ar comprimido do edifício 1, e fazer o levantamento dos acessórios, comprimentos das tubagens e suas características.

### 7.1. LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DE AR COMPRIMIDO

Relativamente às necessidades de ar comprimido, todas as máquinas que consomem este tipo de energia encontram-se ligadas ao sistema centralizado. Consultando as especificações técnicas das máquinas instaladas no edifício 1 e os diagramas das máquinas do edifício 2 (Anexo H), obteve-se os consumos presentes na tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Levantamento dos consumos referentes ao ar comprimido das máquinas instaladas nos edifícios 1 e 2.

Máquina	Edifício 1				Edifício 2				
	HELDERBERG M600	KBA74	KBA105	SPEED MASTER	BOLERO	TEMP22	ACORO	ONYX	LITHOMAN
Pressão (barg)	7	6	7	7	6	6	6	6	6
Pressão (bar(a))	8	7	8	8	7	7	7	7	7
Horas funcionamento diárias	24	8	24	24	24	24	24	24	24
Caudal (m <sup>3</sup> /h)	55	18	18	18	6	1	50	5	8
					60	5	50	8	35
					33	37	0,1	12	5
					41	16	44	1	4
					60	2	1	2	
					40	2	60	15	
					50	26		15	
					40	6		20	
					20	198			
					0,1				
<b>Caudal necessário (m<sup>3</sup>/h)</b>	55	18	18	18	350,1	293	205,1	78	52
<b>Caudal por edifício (m<sup>3</sup>/h)</b>	109,0				978,2				
<b>Caudal total (m<sup>3</sup>/h)</b>	1087,2								

Analisando a tabela 7.1, verifica-se que as necessidades de ar comprimido perfazem um caudal máximo de 1087,2 m<sup>3</sup>/h, com uma pressão na gama de 7 – 8 bar(a). Assim, verifica-se que 10% dos consumos são referentes ao edifício 1 enquanto o edifício 2 representa 90% dos consumos.

## 7.2. CARACTERÍSTICAS DOS COMPRESSORES ATUALMENTE INSTALADOS

Atualmente encontram-se instalados na empresa dois compressores rotativos de parafuso que operam de forma alternada. Relativamente ao regime de funcionamento, um dos compressores apresenta variador de frequência (*ZT132 VSD FF*) enquanto o outro opera em carga/vazio (*ZT 110 FF*). O compressor com variador de frequência é a primeira opção para alimentar as máquinas de ambos os edifícios, dada a vantagem económica que apresenta.

Os compressores foram fornecidos pela *Atlas Copco*, o ar produzido é 100% isento de óleo e a refrigeração é feita com ar (*air-cooled*). Na tabela 7.2 encontram-se as principais características dos compressores atualmente instalados. [20]

Tabela 7.2 – Características dos compressores atualmente instalados. [20]

	<i>Atlas Copco</i>	
	<i>ZT132 VSD FF</i>	<i>ZT 110 FF</i>
<b>Variador de frequência (VSD)</b>	Sim	Não
<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	1256	1123
<b>Pressão (mbarg)</b>	8,6	7,5
<b>Pressão (mbar(a))</b>	9,6	8,5
<b>Potência (kW)</b>	132	110

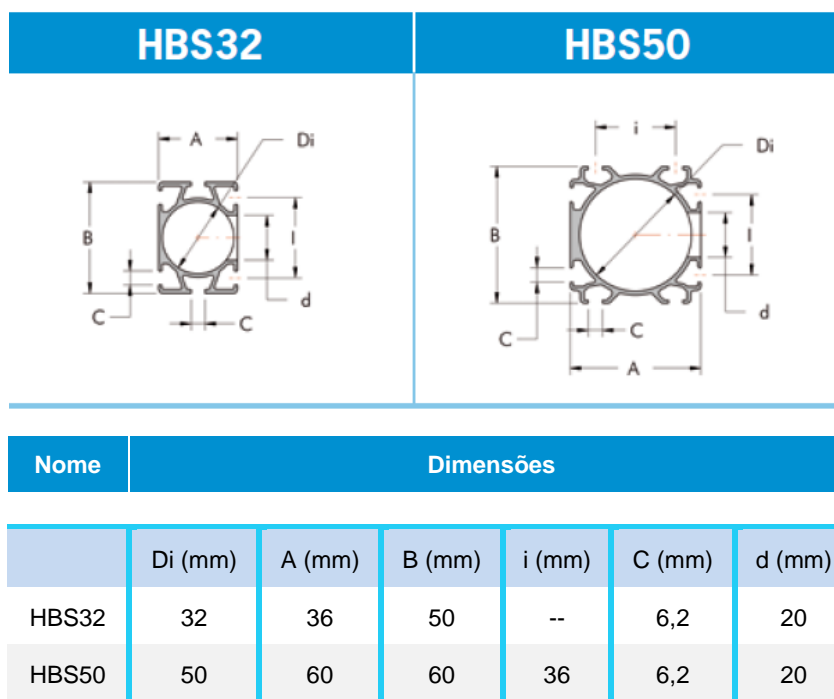
Analisando a tabela 7.2, verifica-se que o compressor com maior potência é o *ZT132 VSD FF*. Contudo, não significa que apresente maiores consumos que o *ZT 110 FF* pelo contrário, o facto de possuir variador de frequência permite economizar até 35% de energia. [6]

## 7.3. REDE DE AR COMPRIMIDO DO EDIFÍCIO 1

A rede de ar comprimido do edifício 1 é uma rede em anel fechado com derivações em “tê”.

Inicialmente foram efetuadas as medições do comprimento da tubagem do anel central, obtendo-se um comprimento total de 322 metros (sem picagens). Desses 322 metros, 309 m apresentam um diâmetro interno de 50 mm enquanto os restantes 13 m apresentam um

diâmetro de 32 mm. Na figura 7.1 encontra-se a representação esquemática do tipo de tubagens utilizadas na rede de ar comprimido do edifício 1 e respetivas dimensões.



**Figura 7.1** – Dimensões da secção transversal das tubagens da rede de ar comprimido do edifício 1. [21]

Relativamente aos acessórios, a rede apresenta 36 joelhos de 90°, 3 “tês” (sem contar com as picagens) e 7 válvulas DN40.

Com estes dados, procedeu-se à realização do diagrama da rede no *software SolidWorks 2016* em três dimensões (3D). O diagrama realizado encontra-se no Anexo L.

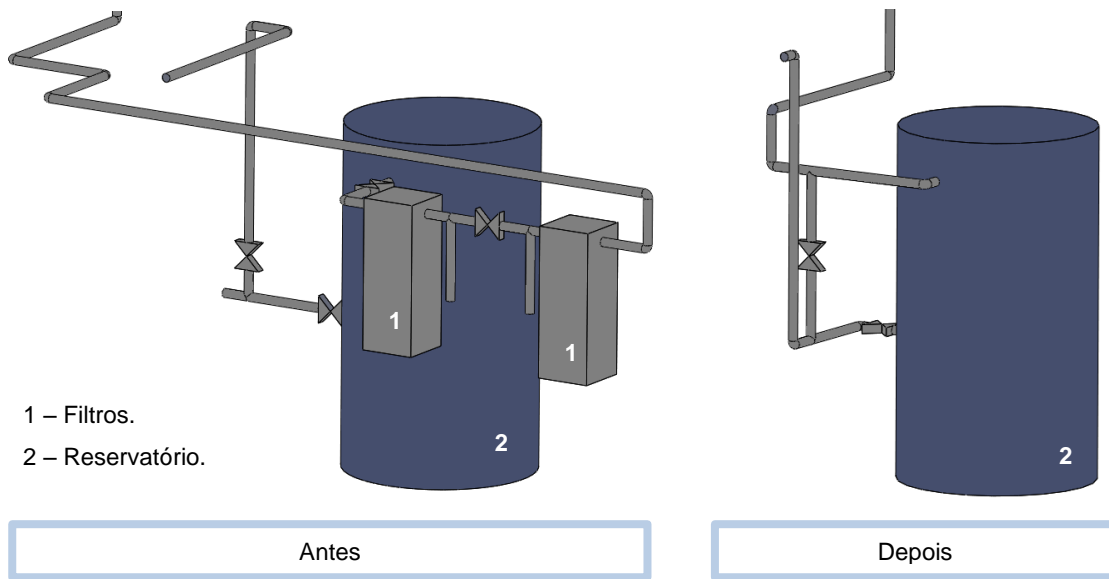
É de salientar que a rede possuía um sistema com dois filtros de ar e vários joelhos que era indispensável num antigo circuito de ar comprimido. Após a instalação dos compressores anteriormente referidos, não foram efetuadas alterações nessa zona da rede e, por isso, passou a haver uma perda de carga desnecessária. Deste modo, a empresa procedeu à remoção dessa parte da rede e realizou-se um novo diagrama da rede (Anexo L).

Na figura 7.2 encontram-se as fotografias da instalação, antes e após a intervenção.



Figura 7.2 – Fotografias da rede de ar comprimido antes e depois da intervenção.

Na imagem da figura 7.3 encontra-se uma ampliação da zona do diagrama da rede que foi intervencionada.



**Figura 7.3** – Ampliação do diagrama da rede de ar comprimido antes e depois da intervenção.

Com esta alteração, o comprimento da tubagem diminuiu em 5 metros, foram retirados 2 joelhos, 2 válvula, 1 “tê” e 2 filtros. Consequentemente, diminuiu também a perda de carga e, portanto, a intervenção efetuada é vantajosa. Contudo, seria interessante determinar a diminuição de perda de carga obtida com esta alteração.

## 8. CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA TRABALHO FUTURO

A empresa é constituída por dois edifícios e cada um deles apresenta problemas distintos.

No edifício 1, o sistema centralizado de produção de sopro (com variador de frequência) encontrava-se danificado. Em 2010 foi realizado um *out sourcing* para avaliar o perfil de funcionamento do *blower* verificando-se que este passava apenas 1% do tempo na zona ótima do variador de frequência. Deste modo, a avaria acabou por ocorrer devido ao sobredimensionamento do equipamento. Com os dados de 2010 verificou-se, também, que o regime de funcionamento do edifício 1 seria aproximadamente 60% e, portanto, procedeu-se ao estudo da alternativa mais favorável para resolver o referido problema. Sabendo que as máquinas *Helderberg M600* e *KBA74* não se encontravam ligadas ao sistema centralizado, concluiu-se que a melhor opção seria reparar o equipamento atual e proceder à ligação da máquina *Helderberg M600* para aumentar o consumo do *blower* e reduzir custos energéticos. Em consequência desta intervenção, solicitou-se um *out sourcing* para estudar o perfil de funcionamento do *blower*, verificando-se que o tempo de operação na zona ótima do variador de frequência passou de 1% para 59%. Este aumento foi bastante significativo, e portanto, considera-se que as estimativas efetuadas não se afastam muito da realidade. O objetivo de otimizar o circuito de sopro do edifício foi conseguido, contudo, seria interessante avaliar a possibilidade de proceder à ligação da máquina *KBA74* aumentando, assim, a percentagem de tempo na zona ótima do VSD.

Ainda no edifício 1, é de salientar que o sistema centralizado de produção de vácuo não apresenta variador de frequência, ou seja, opera em regime carga/vazio. Deste modo, avaliou-se a vantagem de instalar um variador de frequência externo, o que permitiria uma poupança de 66,8%. No entanto, este procedimento foi desaconselhado pelo fabricante visto que a bomba de vácuo não possuía características técnicas para o fazer, podendo ficar danificada. A alternativa passaria por adquirir uma nova bomba de vácuo, mas devido ao elevado investimento associado, excluiu-se essa opção.

No edifício 2, o sistema central de produção de vácuo é constituído por duas bombas sem variador de frequência, estando uma danificada e a outra com alguns problemas de

funcionamento. Visto que uma bomba garantia as necessidades de vácuo, concluiu-se que o regime de funcionamento máximo do edifício em questão era de 56,5%. Partindo deste pressuposto, avaliou-se a hipótese de adquirir uma nova bomba de vácuo sem VSD face à possibilidade de integrar um variador de frequência nessa mesma bomba. Concluiu-se que a melhor opção seria a aquisição da bomba com variador de frequência integrado, o que permitiria uma poupança anual de 45,9% com um tempo de retorno do investimento de aproximadamente 3 anos. Face a estes resultados, a empresa irá optar pela referida solução.

Relativamente ao ar comprimido, o sistema centralizado é constituído por dois compressores que operam de forma alternada e asseguram as necessidades de ambos os edifícios. A empresa apresenta um consumo máximo 1087,2 m<sup>3</sup>/h à pressão de 7 e 8 bar(a). Verifica-se que o edifício 2 representa 90% dos consumos de ar comprimido enquanto o edifício 1 representa apenas 10%. Para além do levantamento das necessidades de ar comprimido, procedeu-se à realização do diagrama da rede antes e após se realizar uma intervenção para reduzir a perda de carga. Contudo, não foi efetuada a análise da vantagem que esta alteração apresenta e, portanto, seria interessante fazê-lo num trabalho futuro.

Para além das sugestões de trabalhos futuros já efetuadas ao longo deste capítulo, seria interessante avaliar o correto dimensionamento dos reservatórios instalados e determinar o caudal de fugas nas diversas redes da empresa.

## 9. BIBLIOGRAFIA

- [1] Plano de Promoção da Eficiência no Consumo de Energia Elétrica, Portal ERSE – Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos, <http://www.erse.pt/pt/planodepromocao/daeficiencianoconsumoppec/Paginas/default.aspx> (acedido em 22 de Abril de 2016).
- [2] Direção-Geral de Energia e Geologia, (2015) Energia em Portugal, Governo de Portugal (versão PDF do documento descarregada a 22 de Abril de 2016 de [http://www.apren.pt/fotos/newsletter/conteudos/energiapt\\_2013\\_dgeg\\_1433429705.pdf](http://www.apren.pt/fotos/newsletter/conteudos/energiapt_2013_dgeg_1433429705.pdf)).
- [3] Novais, José (2014) Ar Comprimido Industrial – Produção, Tratamento e Distribuição, 3ª edição, Fundação Calouste Gulbenkian.
- [4] Lidergraf – Artes Gráficas, S.A, (2016) Manual de Acolhimento.
- [5] Robert Bosch Limitada, Tecnologia de Ar Comprimido, Campinas (versão PDF do documento descarregada a 25 de Abril de 2016 de [http://www.bosch.com.br/br/ferramentas\\_pneumaticas/produtos/downloads/ManualPneumatica\\_ARComprimido.pdf](http://www.bosch.com.br/br/ferramentas_pneumaticas/produtos/downloads/ManualPneumatica_ARComprimido.pdf)).
- [6] Atlas Copco Airpower NV, (2015) Compressed Air Manual, Belgium, 8ª edição (versão PDF do documento descarregada a 8 de Abril de 2016 de [http://www.atlas-copco.se/Images/Compressed\\_Air\\_Manual\\_tcm44-1249312.pdf](http://www.atlas-copco.se/Images/Compressed_Air_Manual_tcm44-1249312.pdf)).
- [7] Pdblowers, Blowers, <https://www.pdblowers.com/c93-universal-rai-g-roots-blowers.php> (acedido em 1 de Maio de 2016).
- [8] Iberdrola, Manual de Boas Práticas Energéticas (versão PDF do documento descarregada a 15 de Outubro de 2016 de [http://www.iberdrola.pt/02sicb/gc/prod/pt\\_PT/aboutus/docs/MANUAL\\_BOAS\\_PRACTICAS.pdf](http://www.iberdrola.pt/02sicb/gc/prod/pt_PT/aboutus/docs/MANUAL_BOAS_PRACTICAS.pdf)).
- [9] Costa, Abhay, (2012) Eficiência Energética em Ar Comprimido, Atlas Copco (versão PDF do documento descarregada a 30 de Julho de 2016 de <https://www.atec.pt/images/stories/eventos/2012/Workshop%20Eficiencia%20Energetica/Atlas%20Copco.pdf>).
- [10] M. Carello, A. Ivanov, L. Mazza (1998) Pressure drop in pipe lines for compressed air: comparation between experimental and theoretical analysis, Transactions on Engineering Sciences vol 18, WIT Press, Itália (versão PDF do documento descarregada a 5 de Setembro de 2016 de <http://www.witpress.com/Secure/elibrary/papers/AFM98/AFM98004FU.pdf>).
- [11] Compressed Air & Gas Institute (CAGI), Capítulo 6 – Blowers, Compressed Air and Gas Handbook, 6ª edição.

- [12] Atlas Copco (2016), Tipos de Compressores de Ar, <http://eficienciaenergetica.atlascopco.com.br/tipos-de-compressores-de-ar/> (acedido em 10 de Outubro de 2016).
- [13] Atlas Copco, Compressores de Parafuso Rotativo de Injeção de Óleo (versão PDF do documento descarregada a 10 de Outubro de 2016 de [http://www.atlascopco.pt/Images/Brochure\\_GA\\_30\\_90\\_Portuguese\\_tcm831-3499647.pdf](http://www.atlascopco.pt/Images/Brochure_GA_30_90_Portuguese_tcm831-3499647.pdf)).
- [14] Kaeser Compressores, (2010) Tecnologia de Ar Comprimido – Noções básicas, dicas e sugestões (versão PDF do documento descarregada a 19 de Março de 2016 de <http://www.kaeser.pt/Images/P-2010-PT-tcm189-6752.pdf>).
- [15] Atlas Copco, (2008) Ficha Técnica do Blower ZS55VSD.
- [16] Robert Bosch Limitada, Ferramentas Pneumáticas – 75 Perguntas e Respostas, São Paulo (versão PDF do documento descarregada a 25 de Abril de 2016 de [http://www.bosch.com.br/br/ferramentas\\_pneumaticas/produtos/downloads/75\\_perg\\_res\\_p\\_pneumaticas.pdf](http://www.bosch.com.br/br/ferramentas_pneumaticas/produtos/downloads/75_perg_res_p_pneumaticas.pdf)).
- [17] Atlas Copco, Sopradores de Parafuso Isentos de Óleo (versão PDF do documento descarregada a 10 de Outubro de 2016 de [http://www.atlascopco.com.br/Images/ZS\\_16p\\_brochure\\_withflap\\_2013\\_0416\\_LR\\_spreads\\_tcm832-1687396.pdf](http://www.atlascopco.com.br/Images/ZS_16p_brochure_withflap_2013_0416_LR_spreads_tcm832-1687396.pdf)).
- [18] Pneumofore, Serie UVL – Bombas de vacío rotativas de paletas, Itália (versão PDF do documento descarregada a 21 de Junho de 2016 de [http://www.pneumofore.com/pdfs/infosheet/pn\\_sheet\\_uvl\\_es.pdf/attachment\\_download/securefile](http://www.pneumofore.com/pdfs/infosheet/pn_sheet_uvl_es.pdf/attachment_download/securefile)).
- [19] Atlas Copco, (2016) Proposta efetuada da bomba de vácuo GHS350VSD<sup>+</sup> (Documento interno da *Lidergraf*).
- [20] Atlas Copco, Oil-free Rotary Screw Compressor (versão PDF do document descarregada a 25 de Outubro de 2016 de [http://www.atlascopco.com/microsites/Images/2935%200538%2011\\_ZRZT%20110-900\\_EN\\_tcm758-1324421.pdf](http://www.atlascopco.com/microsites/Images/2935%200538%2011_ZRZT%20110-900_EN_tcm758-1324421.pdf)).
- [21] Teseo Air, (2016) Itália (versão PDF do documento descarregada a 25 de Julho de 2016 de [http://teseoair.com/cgi-bin/down\\_pdf/cat\\_en.pdf](http://teseoair.com/cgi-bin/down_pdf/cat_en.pdf))

# ANEXOS








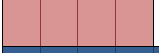

## ANEXO A – DETERMINAÇÃO DO CAUDAL MÁXIMO DE SOPRO CONSUMIDO PELAS MÁQUINAS DO EDIFÍCIO 1 E EDIFÍCIO 2

- Edifício 1

Pela análise da tabela 5.1, pode verificar-se que existem máquinas a funcionar 8h, 16h e 24h por dia. Assim, para efeito de dimensionamento do *blower* será considerado o pior cenário ou seja, o caso em que todas as máquinas funcionam em simultâneo.

Na tabela A.1 encontra-se a representação esquemática das horas de funcionamento de cada máquina, o caudal total consumido para cada uma destas, assim como a gama de pressões absolutas exigidas por máquina.

**Tabela A.1** – Dados relativos às horas de funcionamento das máquinas que consomem sopro, caudal necessário e gama de pressões absolutas do edifício 1.

Máquina	Horas de Funcionamento	Caudal total (m <sup>3</sup> /h)	Gama de Pressões (mbara)
ST300 N.º212	 16h	420 + 40 = 460	1300 – 2000
ST300 N.º213	 16h	420 + 40 = 460	1300 – 2000
Stahll TH52 N.º230	 16h	50	1700
Stahll TH82 N.º231	 16h	82	1420
Stahll TH82 N.º232	 16h	82	1420
MBO TH52 N.º205	 16h	---	1120
KBA105	 24h	320 + 610 + 35 = 965	1150 – 1800
KBA74	 8h	150 + 115 + 70 + 35 = 370	1080 – 1600
Helderberg M600	 24h	470	1300

NOTA: KBA74 e Helderberg M600 não se encontram ligadas ao sistema centralizado de produção de sopro.

Seguidamente encontra-se uma breve descrição dos três cenários considerados para o estudo do *blower* bem como o cálculo do caudal necessário e respetivas pressões.

PONTO A – Necessidades atuais.

$$Q_A = Q_{ST300 \text{ N.º}212} + Q_{ST300 \text{ N.º}213} + Q_{TH52 \text{ N.º}230} + Q_{TH82 \text{ N.º}231} + Q_{TH82 \text{ N.º}232} + Q_{KBA105}$$

$$\leftrightarrow Q_A = 460 + 460 + 50 + 82 + 82 + 965 \leftrightarrow Q_A = 2099 \text{ m}^3/\text{h}$$

PONTO B – Ligação das duas máquinas ao sistema central de produção de sopro.

$$Q_B = Q_{ST300 N.º212} + Q_{ST300 N.º213} + Q_{TH52 N.º230} + Q_{TH82 N.º231} + Q_{TH82 N.º232} + Q_{KBA105} + Q_{KBA74} + Q_{M600}$$

$$\leftrightarrow Q_B = 460 + 460 + 50 + 82 + 82 + 965 + 370 + 470 \leftrightarrow Q_B = 2939 \text{ m}^3/\text{h}$$

PONTO C – Ligação da máquina *Helderberg M600* ao sistema central, mantendo a *KBA74* a funcionar com um *blower* dedicado.

$$Q_C = Q_{ST300 N.º212} + Q_{ST300 N.º213} + Q_{TH52 N.º230} + Q_{TH82 N.º231} + Q_{TH82 N.º232} + Q_{KBA105} + Q_{KBA74}$$

$$\leftrightarrow Q_C = 460 + 460 + 50 + 82 + 82 + 965 + 470 \leftrightarrow Q_C = 2569 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na tabela A.2 encontra-se o peso que cada máquina apresenta sobre o consumo máximo de sopro para os cenários anteriormente referidos.

**Tabela A.2** – Peso do caudal de cada máquina no consumo global de sopro em cada um dos cenários considerados no edifício 1.

Máquina	Caudal total m <sup>3</sup> /h	Peso (%)		
		Ponto A	Ponto B	Ponto C
		Q <sub>A</sub> = 2099 m <sup>3</sup> /h	Q <sub>B</sub> = 2939 m <sup>3</sup> /h	Q <sub>C</sub> = 2569 m <sup>3</sup> /h
<i>ST300 N.º212</i>	460	21,9	15,7	17,9
<i>ST300 N.º213</i>	460	21,9	15,7	17,9
<i>Stahl TH52 N.º230</i>	50	2,4	1,7	1,9
<i>Stahl TH82 N.º231</i>	82	3,9	2,8	3,2
<i>Stahl TH82 N.º232</i>	82	3,9	2,8	3,2
<i>MBO TH52 N.º205</i>	---	---	---	---
<i>KBA105</i>	965	46,0	32,8	37,6
<i>KBA74</i>	370		12,5	
<i>Helderberg M600</i>	470		16,0	18,3

Como se pode verificar na tabela A.2, as máquinas que apresentam maior consumo de sopro são a *KBA105* e a *Helderberg M600*. Sendo que a primeira já se encontra ligada ao

sistema central de produção de sopro, seria importante proceder pelo menos à ligação da *Helderberg M600*.

- Edifício 2

Com os dados da tabela 6.1, procedeu-se à determinação do caudal de sopro consumido através do estrangulamento do ar comprimido.

$$Q_{TEMP22} = 355 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{ACORO} = 2100 + 2000 + 1500 = 5600 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{ONYX} = 120 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{SOPRO \text{ ED.2}} = Q_{TEMP22} + Q_{ACORO} + Q_{ONYX}$$

$$\leftrightarrow Q_{SOPRO \text{ ED.2}} = 355 + 5600 + 120 \leftrightarrow Q_{SOPRO \text{ ED.2}} = 6075 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na tabela A.3 encontra-se o peso que cada máquina apresenta sobre o consumo máximo de sopro para a situação atual do edifício 2.

**Tabela A.3** – Peso do caudal de cada máquina no consumo global de sopro para a situação atual do edifício 2.

Máquina	Caudal total m <sup>3</sup> /h	Peso (%)
		$Q_{SOPRO \text{ ED.2}} = 6075 \text{ m}^3/\text{h}$
<i>TEMP22</i>	355	5,8
<i>ACORO</i>	5600	92,2
<i>ONYX</i>	120	2,0

Como se pode verificar na tabela A.3, a máquina *ACORO* é a que apresenta maior consumo de sopro, representando 92,2% do consumo máximo do edifício 2.

**ANEXO B – DETERMINAÇÃO DO REGIME DE FUNCIONAMENTO DO EDIFÍCIO 1 PARA PROCEDER AO DIMENSIONAMENTO DO BLOWER**

Para o dimensionamento do *blower* procedeu-se à determinação do regime de funcionamento da empresa, evitando assim o sobredimensionamento do equipamento.

A partir dos dados do perfil de funcionamento do *blower* em 2010, que se encontram na tabela 5.3, construiu-se a tabela B.1.

**Tabela B.1 – Dados para determinação do regime de funcionamento do sopro do edifício 1**

Rotações por minuto (rpm)	Rotações por minuto (%)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Caudal Médio (m <sup>3</sup> /h)	Tempo (%)
1500 – 2000	1 – 20%	731 – 1068	900	57%
2000 – 2500	20 – 40%	1068 – 1395	1232	4%
2500 – 3000	40 – 60%	1395 – 1710	1553	38%
3000 – 3500	60 – 80%	1710 – 2015	1833	1%
3500 – 4000	80 – 100%	2015 – 2310	2163	0%

É de salientar que em 2010 a empresa encontrava-se na situação descrita pelo ponto A, onde as máquinas KBA74 e Helderberg M600 não se encontravam ligadas ao sistema central de produção de sopro.

Com os dados da tabela B.1, efetuou-se o seguinte exercício:

$$Q_{\text{médio}} = \sum Q \times \frac{\% \text{ tempo}}{100}$$

$$\leftrightarrow Q_{\text{médio}} = 900 \times 0,57 + 1232 \times 0,04 + 1553 \times 0,38 + 1833 \times 0,01$$

$$\leftrightarrow Q_{\text{médio}} = 1171 \text{ m}^3/\text{h}$$

Deste modo, sabe-se que a empresa consome em média 1171 m<sup>3</sup>/h. Sabendo que o caudal máximo consumido pelas máquinas na situação atual é de 2099 m<sup>3</sup>/h (Anexo A), verifica-se que a empresa está a trabalhar a 56% da capacidade máxima.

Para efeitos de dimensionamento, será considerado um regime de funcionamento aproximado de 60% para caracterizar a situação atual da empresa. Para além disso, será

efetuado o mesmo estudo para um regime de 80%, ou seja, considerando uma margem de segurança de 20% para uma eventual expansão dos consumos.



ANEXO C – DIAGRAMAS DA REDE DE SOPRO E VÁCUO DO EDIFÍCIO 1

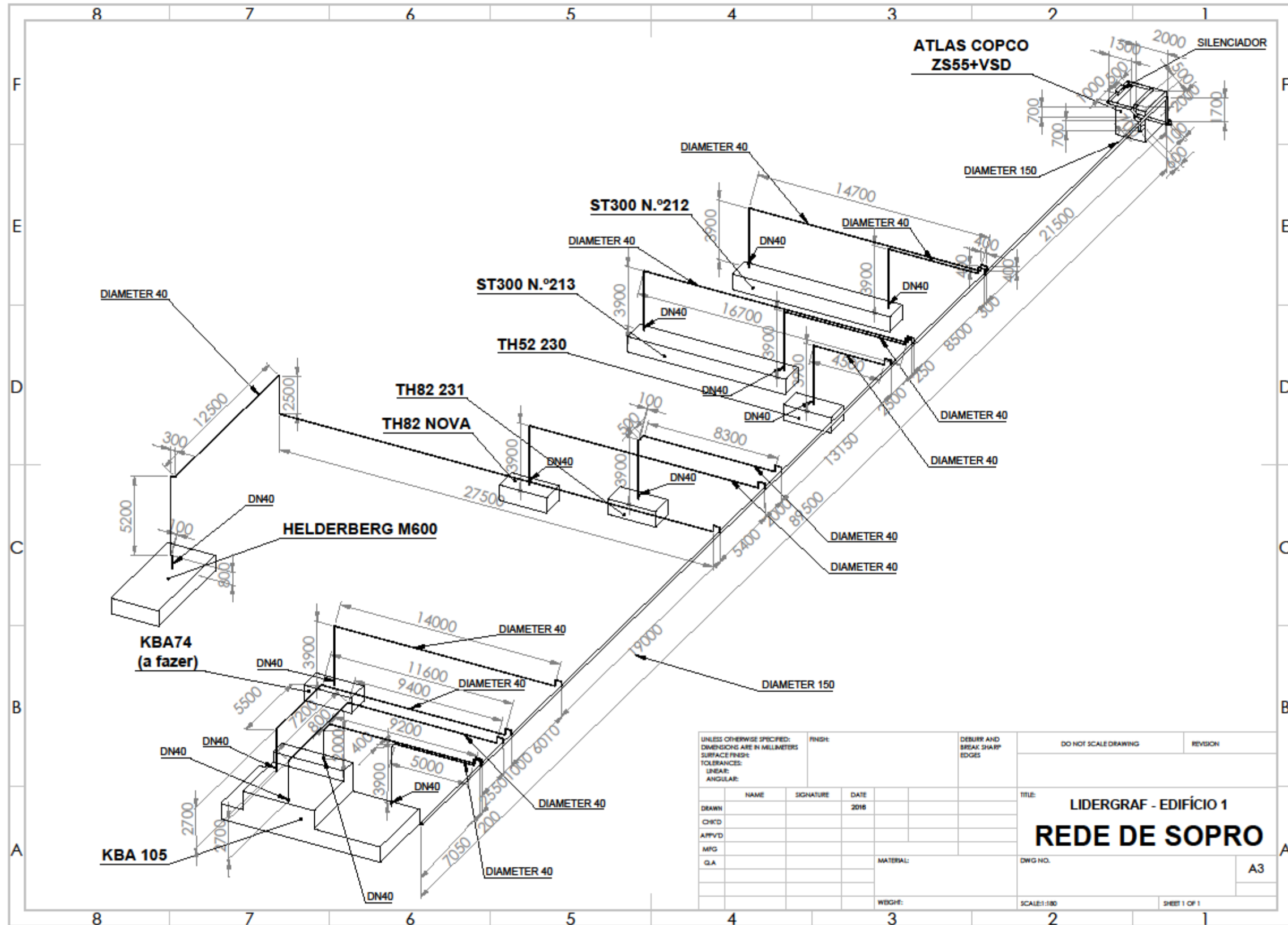


Figura C.1 – Diagrama da rede de sopro do edifício 1

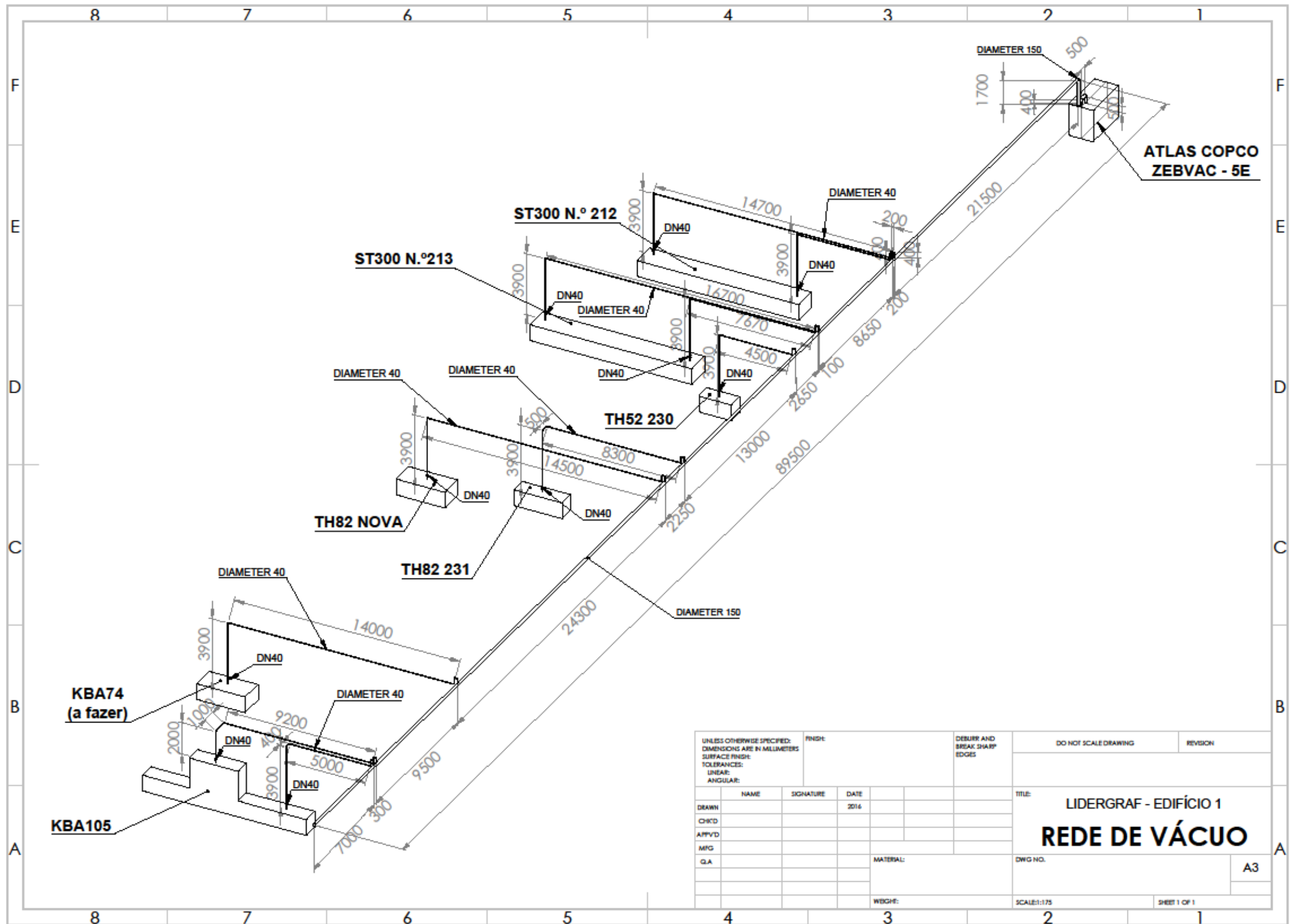


Figura C.2 – Diagrama da rede de vácuo do edifício 1.

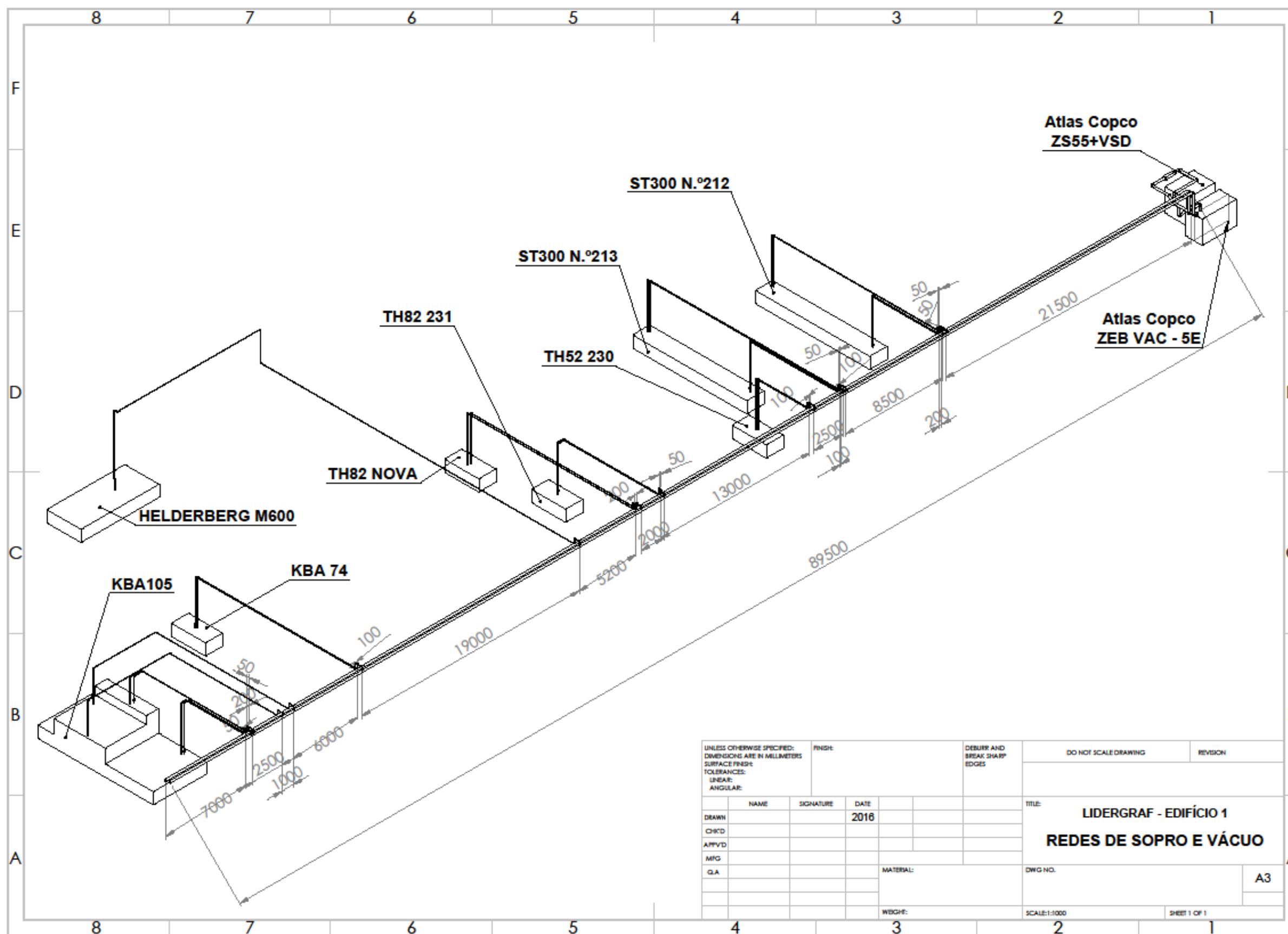


Figura C.3 – Diagrama das redes de vácuo e sopro do edifício 1.



**ANEXO D** – DADOS PARA A ESCOLHA DO *BLOWER* COM CAUDAL MAIS ADEQUADO PARA CADA UM DOS CENÁRIOS CONSIDERADOS (EDIFÍCIO 1).

**PONTO A** – Necessidades atuais em que se verifica uma pressão máxima de 1800 mbar(a) e um caudal máximo de 2099 m<sup>3</sup>/h

Regime de Funcionamento: 100% → Caudal: 2099 m<sup>3</sup>/h

$$Atlas Copco ZS55 + VSD \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 2099}{1710} \times 100 \right| = 22,7\%$$

$$Atlas Copco ZS37PVCA \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 2099}{2000} \times 100 \right| = 5,0\%$$

$$Kaeser EB380 SM SFC37 \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 2099}{1840,8} \times 100 \right| = 14,0\%$$

Regime de Funcionamento: 80% → Caudal: 1679 m<sup>3</sup>/h

$$Atlas Copco ZS55 + VSD \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 1679}{1710} \times 100 \right| = 1,8\%$$

$$Atlas Copco ZS37PVCA \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 1679}{2000} \times 100 \right| = 16,1\%$$

$$Kaeser EB380 SM SFC37 \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 1679}{1840,8} \times 100 \right| = 8,8\%$$

Regime de Funcionamento: 60% → Caudal: 1259 m<sup>3</sup>/h

$$Atlas Copco ZS55 + VSD \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 1763}{1710} \times 100 \right| = 26,4\%$$

$$Atlas Copco ZS37PVCA \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1000 - 1259}{1000} \times 100 \right| = 25,9\%$$

$$Kaeser EB380 SM SFC37 \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 1259}{1840,8} \times 100 \right| = 31,6\%$$

**PONTO B** – Ligação das duas máquinas (*KBA74* e *Helderberg M600*) ao sistema central de produção de sopro, onde se verifica uma pressão máxima de 1800 mbar(a) e um caudal máximo de 2939 m<sup>3</sup>/h.

Regime de Funcionamento: 100% → Caudal: 2939 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Atlas Copco ZS55 + VSD} \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 2939}{1710} \times 100 \right| = 71,9\%$$

$$\text{Atlas Copco ZS37PVCA} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 2939}{2000} \times 100 \right| = 47,0\%$$

$$\text{Kaeser EB380 SM SFC37} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 2939}{1840,8} \times 100 \right| = 59,7\%$$

Regime de Funcionamento: 80% → Caudal: 2351 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Atlas Copco ZS55 + VSD} \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 2351}{1710} \times 100 \right| = 37,5\%$$

$$\text{Atlas Copco ZS37PVCA} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 2351}{2000} \times 100 \right| = 17,6\%$$

$$\text{Kaeser EB380 SM SFC37} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 2351}{1840,8} \times 100 \right| = 27,7\%$$

Regime de Funcionamento: 60% → Caudal: 1763 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Atlas Copco ZS55 + VSD} \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 1763}{1710} \times 100 \right| = 3,1\%$$

$$\text{Atlas Copco ZS37PVCA} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 1763}{2000} \times 100 \right| = 11,8\%$$

$$\text{Kaeser EB380 SM SFC37} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 1763}{1840,8} \times 100 \right| = 4,2\%$$

**PONTO C** – Ligação da máquina *Helderberg M600* ao sistema central, mantendo a *KBA74* a funcionar com um *blower* dedicado. Neste caso, verifica-se uma pressão máxima de 1800 mbar(a) e um caudal máximo de 2569 m<sup>3</sup>/h.

Regime de Funcionamento: 100% → Caudal: 2569 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Atlas Copco ZS55 + VSD} \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 2569}{1710} \times 100 \right| = 50,2\%$$

$$\text{Atlas Copco ZS37PVCA} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 2569}{2000} \times 100 \right| = 28,5\%$$

$$\text{Kaeser EB380 SM SFC37} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 2569}{1840,8} \times 100 \right| = 39,6\%$$

Regime de Funcionamento: 80% → Caudal: 2055 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Atlas Copco ZS55 + VSD} \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 2055}{1710} \times 100 \right| = 20,2\%$$

$$\text{Atlas Copco ZS37PVCA} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 2055}{2000} \times 100 \right| = 2,8\%$$

$$\text{Kaeser EB380 SM SFC37} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 2055}{1840,8} \times 100 \right| = 11,6\%$$

Regime de Funcionamento: 60% → Caudal: 1542 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Atlas Copco ZS55 + VSD} \rightarrow \text{Quantidade: 1} \rightarrow \left| \frac{1710 - 1542}{1710} \times 100 \right| = 9,8\%$$

$$\text{Atlas Copco ZS37PVCA} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{2000 - 1542}{2000} \times 100 \right| = 22,9\%$$

$$\text{Kaeser EB380 SM SFC37} \rightarrow \text{Quantidade: 2} \rightarrow \left| \frac{1840,8 - 1542}{1840,8} \times 100 \right| = 16,2\%$$

**ANEXO E – DETERMINAÇÃO DO CAUDAL MÁXIMO DE VÁCUO CONSUMIDO PELAS MÁQUINAS DO EDIFÍCIO 1**

Pela análise da tabela 5.14, pode verificar-se que existem máquinas a funcionar 8h, 16h e 24h por dia. Assim, para determinar o caudal máximo será considerado o funcionamento em simultâneo de todas as máquinas.

Na tabela E.1 encontra-se a representação esquemática das horas de funcionamento de cada máquina, o caudal total consumido para cada uma destas, assim como a gama de pressões absolutas exigidas por máquina.

**Tabela E.1 –** Dados relativos às horas de funcionamento das máquinas que consomem vácuo, caudal necessário e gama de pressões absolutas do edifício 1.

Máquina	Horas de Funcionamento	Caudal total (m <sup>3</sup> /h)	Gama de Pressões (mbara)
ST300 N.º212	16h	420	400
ST300 N.º213	16h	420	400
Stahl TH52 N.º230	16h	50	400
Stahl TH82 N.º231	16h	43	580
Stahl TH82 N.º232	16h	43	600
MBO TH52 N.º205	16h	---	600
KBA105	24h	420 + 60 = 480	400 – 750
KBA74	8h	190 + 40 = 230	400 – 880

**NOTA:** KBA74 não se encontra ligada ao sistema centralizado de produção de vácuo.

Como se pode verificar, a pressão necessária varia de 400 – 880 mbar(a). O caudal máximo necessário foi calculado como indicado abaixo.

$$Q_{\text{máximo vácuo ed.2}} = Q_{\text{ST300 N.º212}} + Q_{\text{ST300 N.º213}} + Q_{\text{TH52 N.º230}} + Q_{\text{TH82 N.º231}} + Q_{\text{TH82 N.º232}} + Q_{\text{KBA105}}$$

$$\leftrightarrow Q_{\text{máximo vácuo ed.2}} = 420 + 420 + 50 + 43 + 43 + 480 \leftrightarrow Q_{\text{máximo vácuo ed.2}} = 1456 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na tabela E.2 encontra-se o peso que cada máquina apresenta sobre o consumo máximo de vácuo.

**Tabela E.2** – Peso do caudal de cada máquina no consumo global de vácuo no edifício 1.

Máquina	Caudal total m <sup>3</sup> /h	Peso (%)
		$Q_{\text{máximo vácuo ed.2}} = 1456 \text{ m}^3/\text{h}$
<i>ST300 N.º12</i>	420	28,8
<i>ST300 N.º13</i>	420	28,8
<i>Stahl TH52 N.º230</i>	50	3,4
<i>Stahl TH82 N.º231</i>	43	3,0
<i>Stahl TH82 N.º232</i>	43	3,0
<i>MBO TH52 N.º205</i>	---	---
<i>KBA105</i>	480	33,0

Como se pode verificar na tabela E.2, as máquinas que apresentam maior consumo de vácuo são a *KBA105* e as *ST300 N.º12* e *N.º13* com um peso de 33,0%, 28,8% e 28,8% respetivamente.

**ANEXO F – ESTIMATIVA DOS CONSUMOS DE BOMBAS DE VÁCUO SEM VARIADOR DE FREQUÊNCIA (EDIFÍCIO 1 E 2)**

Para bombas sem variador de frequência, foram efetuados os seguintes pressupostos: [14]

- Rendimento do motor: 95%;
  - Bombas sem variador de frequência operam 70% do tempo em carga e 30% do tempo em vazio;
  - Consumo de potência em vazio (bomba sem variador de frequência): 30%.
- Edifício 1 – Bomba de Vácuo Atualmente Instalada sem VSD (Atlas Copco ZE3BVAC-5E)

Este exemplo de cálculo refere-se à estimativa de consumo de vácuo da máquina *KBA105*. Consultando a tabela 5.17, retiram-se os seguintes dados:

Horas anuais de funcionamento ( $t_{\text{funcionamento}}$ ) – 3296 h/ano

Pressão necessária – 400 mbar(a)

Caudal real – 288 m<sup>3</sup>/h

Uma vez que a bomba funciona em regime carga/vazio, a potência consumida em carga será máxima e independente do caudal necessário. No caso do vazio, está corresponde a 30% do valor indicado nas especificações da bomba. Pela tabela 5.15, verifica-se que a potência da bomba de vácuo ( $P_{\text{bomba}}$ ) atualmente instalada é de 30,0 kW.

CARGA

**1º** Determinação da potência real da bomba quando opera em carga.

$$P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{bomba}}}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{30}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 31,58 \text{ kW}$$

**2º** Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 31,58 \times 3296$$

$$\leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 104084 \text{ kWh/ano}$$

Considerando que a máquina passa 70% do tempo em carga, determinou-se consumo de vácuo por parte da máquina ONYX.

$$P_{\text{real consumida}} = 104097 \times 0,70 = 72859 \text{ kWh/ano}$$

### VAZIO

1º Determinação da potência real da bomba quando opera em vazio.

$$P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{bomba}} \times 0,30}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{30 \times 0,30}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 9,47 \text{ kW}$$

2º Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 9,47 \times 3296$$

$$\leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 31225 \text{ kWh/ano}$$

Considerando que a máquina passa 30% do tempo em vazio, determinou-se consumo de vácuo por parte da máquina ONYX.

$$P_{\text{real consumida}} = 32225 \times 0,30 = 9368 \text{ kWh/ano}$$

- Edifício 2 – Bomba de Vácuo Proposta sem VSD (Busch Mink MM 1202 AV)

Este exemplo de cálculo refere-se à estimativa de consumo de vácuo da máquina ONYX.

Consultando a tabela 6.5, retiram-se os seguintes dados:

Horas anuais de funcionamento ( $t_{\text{funcionamento}}$ ) – 476 h/ano

Pressão necessária – 400 mbar(a)

Caudal real – 90 m<sup>3</sup>/h

Uma vez que a bomba funciona em regime carga/vazio, a potência consumida em carga será máxima e independente do caudal necessário. No caso do vazio, está corresponde a 30% do valor indicado nas especificações da bomba. Pela tabela 6.9, verifica-se que a potência da bomba de vácuo ( $P_{\text{bomba}}$ ) proposta é de 4,0 kW.

CARGA

1º Determinação da potência real da bomba quando opera em carga.

$$P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{bomba}}}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{4,0}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 4,21 \text{ kW}$$

2º Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 4,21 \times 476 \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 2005 \text{ kWh/ano}$$

Considerando que a máquina passa 70% do tempo em carga, determinou-se consumo de vácuo por parte da máquina ONYX.

$$P_{\text{real consumida}} = 2005 \times 0,70 = 1403 \text{ kWh/ano}$$

VAZIO

1º Determinação da potência real da bomba quando opera em vazio.

$$P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{bomba}} \times 0,30}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{4,0 \times 0,30}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 1,26 \text{ kW}$$

2º Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 1,26 \times 476 \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 601 \text{ kWh/ano}$$

Considerando que a máquina passa 30% do tempo em vazio, determinou-se consumo de vácuo por parte da máquina ONYX.

$$P_{\text{real consumida}} = 601 \times 0,30 = 180 \text{ kWh/ano}$$

## ANEXO G – AVALIAÇÃO DA VANTAGEM DE INTEGRAR UM VARIADOR DE FREQUÊNCIA EM BOMBAS DE VÁCUO SEM VSD (EDIFÍCIO 1 E 2)

Os consumos das bombas de vácuo após integração de um variador de frequência foram determinados tendo por base o gráfico da figura 4.4. A equação que traduz a relação entre a % consumo de energia e a % capacidade do compressor é da por:

$$\% \text{ Consumo energia} = \% \text{ Capacidade}$$

Para bombas com variador de frequência, foram efetuados os seguintes pressupostos: [14]

- Rendimento do motor: 95%;
  - Rendimento do variador de frequência: 100%;
  - Bombas com variador de frequência não operam em vazio. [9]
- Edifício 1 – Bomba de Vácuo Atualmente Instalada com VSD Externo (ZE3BVAC-5E Atlas Copco)

Este exemplo de cálculo refere-se à estimativa de consumo de vácuo da máquina *KBA105*. Considerando que a capacidade do compressor é referente ao caudal, determinou-se a % capacidade à qual funciona a bomba para assegurar as necessidades da máquina *KBA105*. Sabendo que o caudal real consumido pela máquina é de 288 m<sup>3</sup>/h e que a bomba de vácuo apresenta um caudal máximo de 1828,8 m<sup>3</sup>/h, efetuou-se o seguinte exercício:

1º Determinação da % capacidade.

$$\% \text{ capacidade} = \frac{\text{Caudal}_{\text{real KBA105}}}{\text{Caudal}_{\text{máx. bomba}}} \times 100 \leftrightarrow \% \text{ capacidade} = \frac{288}{1828,8} \times 100$$

$$\leftrightarrow \% \text{ capacidade} \approx 16\%$$

2º Determinação da potência necessária.

Uma vez que a % capacidade é igual à % consumo de energia e que a potência da bomba ( $P_{\text{bomba}}$ ) é de 30 kW, determinou-se a potência necessária ( $P$ ):

$$P = P_{\text{bomba}} \times \frac{\% \text{ capacidade}}{100} \leftrightarrow P = 30 \times \frac{16}{100} \leftrightarrow P = 4,72 \text{ kW}$$

3º Determinação da potência real da bomba quando opera com variador de frequência.

$$P_{\text{real}} = \frac{P}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{4,72}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 4,97 \text{ kW}$$

4º Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.

Sabendo que a máquina *KBA105* opera individualmente 3296 h/ano ( $t_{\text{funcionamento}}$ ), determinou-se a potência consumida.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 4,97 \times 3296$$

$$\leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 16\,391 \text{ kWh/ano}$$

5º Análise económica da instalação do variador de frequência

Consultando as tabelas 5.18, 5.19 e 5.20, obtém-se os dados necessários para efetuar a presente análise económica:

$P_{\text{consumida total}}$  (sem variador de frequência) – 191 949 kWh/ano

$P_{\text{consumida total}}$  (com variador de frequência) – 63 687 kWh/ano

$$\text{Poupança} = 191\,949 - 63\,687 = 128\,262 \text{ kWh/ano}$$

$$\% \text{Poupança} = \frac{\text{Poupança}}{P_{\text{consumida}}(\text{sem variador de frequência})} \times 100 \leftrightarrow \% \text{Poupança} = \frac{128\,262}{191\,949} \times 100$$

$$\% \text{Poupança} = 66,8\%$$

Preço energia – 0,11 €/kWh

$$\text{Poupança monetária} = 128\,262 \times 0,11 = 14\,108,8 \text{ €/ano}$$

- Edifício 2 – Bomba de Vácuo Proposta com VSD Integrado (*Busch Mink MM 1202 AV*)

Este exemplo de cálculo refere-se à estimativa de consumo de vácuo da máquina *ONYX*. Considerando que a capacidade do compressor é referente ao caudal, determinou-se a % capacidade à qual funciona a bomba para assegurar as necessidades da máquina *ONYX*. Sabendo que o caudal real consumido pela máquina é de 90 m<sup>3</sup>/h e que a bomba de vácuo apresenta um caudal máximo de 200 m<sup>3</sup>/h (tabela 6.9), efetuou-se o seguinte exercício:

**1º Determinação da % capacidade.**

$$\% \text{capacidade} = \frac{\text{Caudal}_{\text{real ONYX}}}{\text{Caudal}_{\text{máx. bomba}}} \times 100 \leftrightarrow \% \text{capacidade} = \frac{90}{200} \times 100 \leftrightarrow \% \text{capacidade} \approx 45\%$$

**2º Determinação da potência necessária.**

Uma vez que a % capacidade é igual à % consumo de energia e que a potência da bomba ( $P_{\text{bomba}}$ ) é de 4,0 kW, determinou-se a potência necessária (P):

$$P = P_{\text{bomba}} \times \frac{\% \text{ capacidade}}{100} \leftrightarrow P = 4,0 \times \frac{45}{100} \leftrightarrow P = 1,80 \text{ kW}$$

**3º Determinação da potência real da bomba quando opera com variador de frequência.**

$$P_{\text{real}} = \frac{P}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{1,8}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 1,90 \text{ kW}$$

**4º Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.**

Sabendo que a máquina ONYX opera individualmente 476 h/ano ( $t_{\text{funcionamento}}$ ), determinou-se a potência consumida.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 1,90 \times 476 \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 906 \text{ kWh/ano}$$

**5º Análise económica da integração do variador de frequência**

Consultando as tabelas 6.10, 6.11 e 6.12, obtém-se os dados necessários para efetuar a presente análise económica:

$$P_{\text{consumida total}} \text{ (sem variador de frequência)} - 17\,595 \text{ kWh/ano}$$

$$P_{\text{consumida total}} \text{ (com variador de frequência)} - 9\,516 \text{ kWh/ano}$$

$$\text{Poupança} = 17\,595 - 9\,516 = 8\,079 \text{ kWh/ano}$$

$$\% \text{Poupança} = \frac{\text{Poupança}}{P_{\text{consumida}} \text{ (sem variador de frequência)}} \times 100 \leftrightarrow \% \text{Poupança} = \frac{8\,079}{17\,595} \times 100$$

$$\% \text{Poupança} = 45,9\%$$

Preço energia – 0,11 €/kWh

$$\text{Poupança monetária} = 8079 \times 0,11 = 888,7 \text{ €/ano}$$

Custo investimento – 2 639,5 €

$$\text{Tempo retorno} = \frac{\text{Custo investimento}}{\text{Poupança monetária}} = \frac{2\,639,5}{888,70} = 2,97 \text{ anos}$$



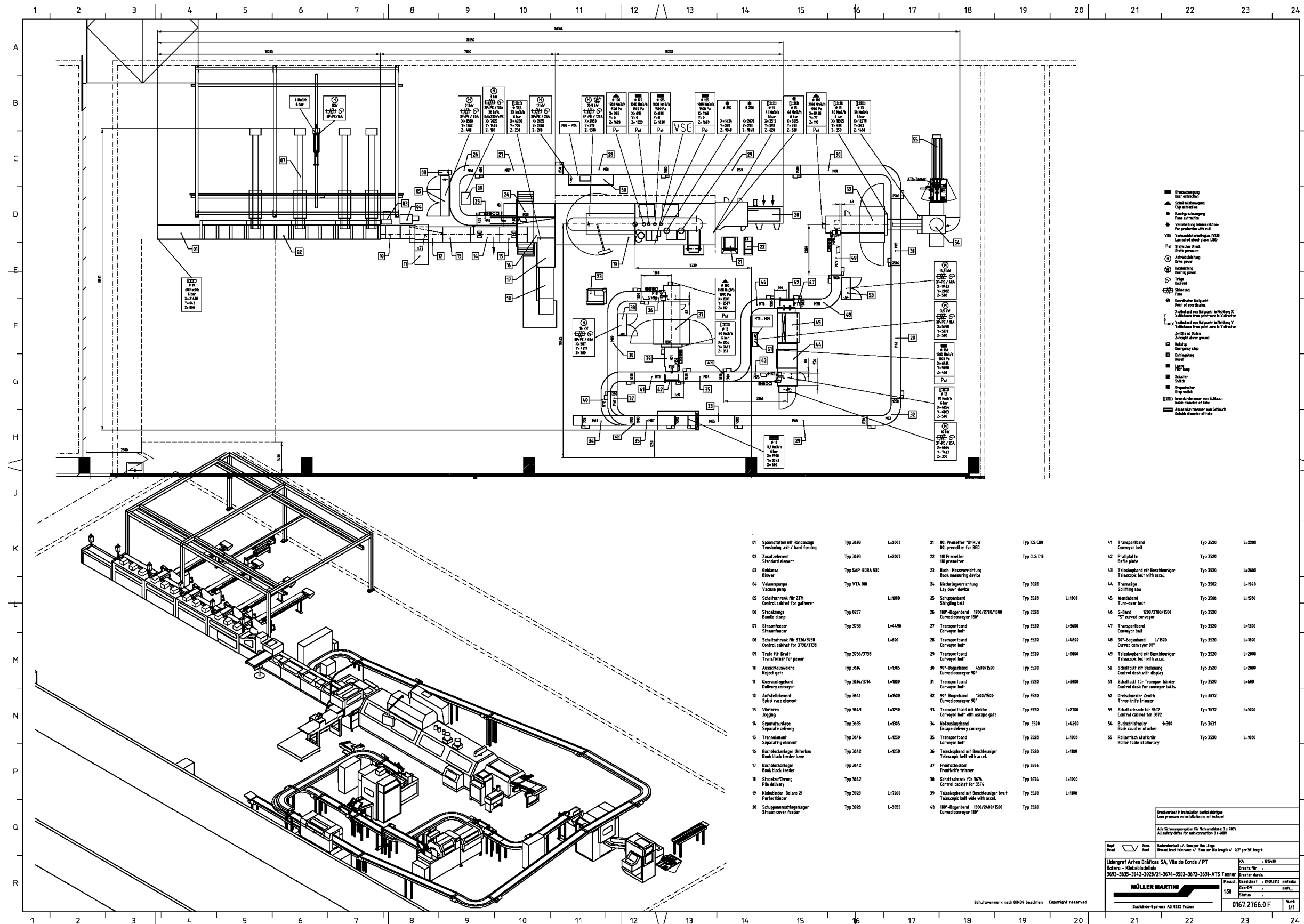


Figura H.2 – Diagrama da máquina BOLERO.

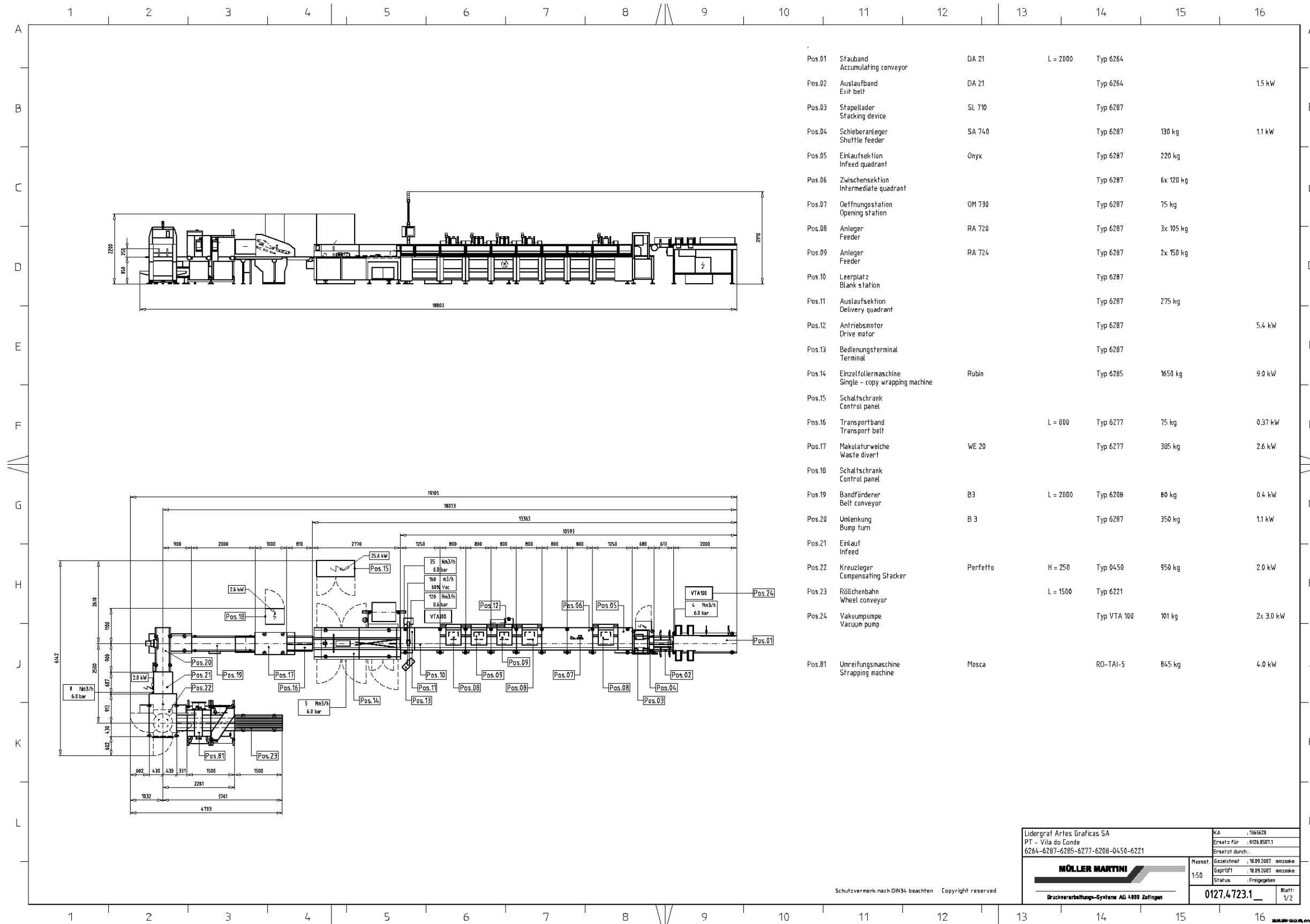


Figura H.3 – Diagrama da máquina ONYX.

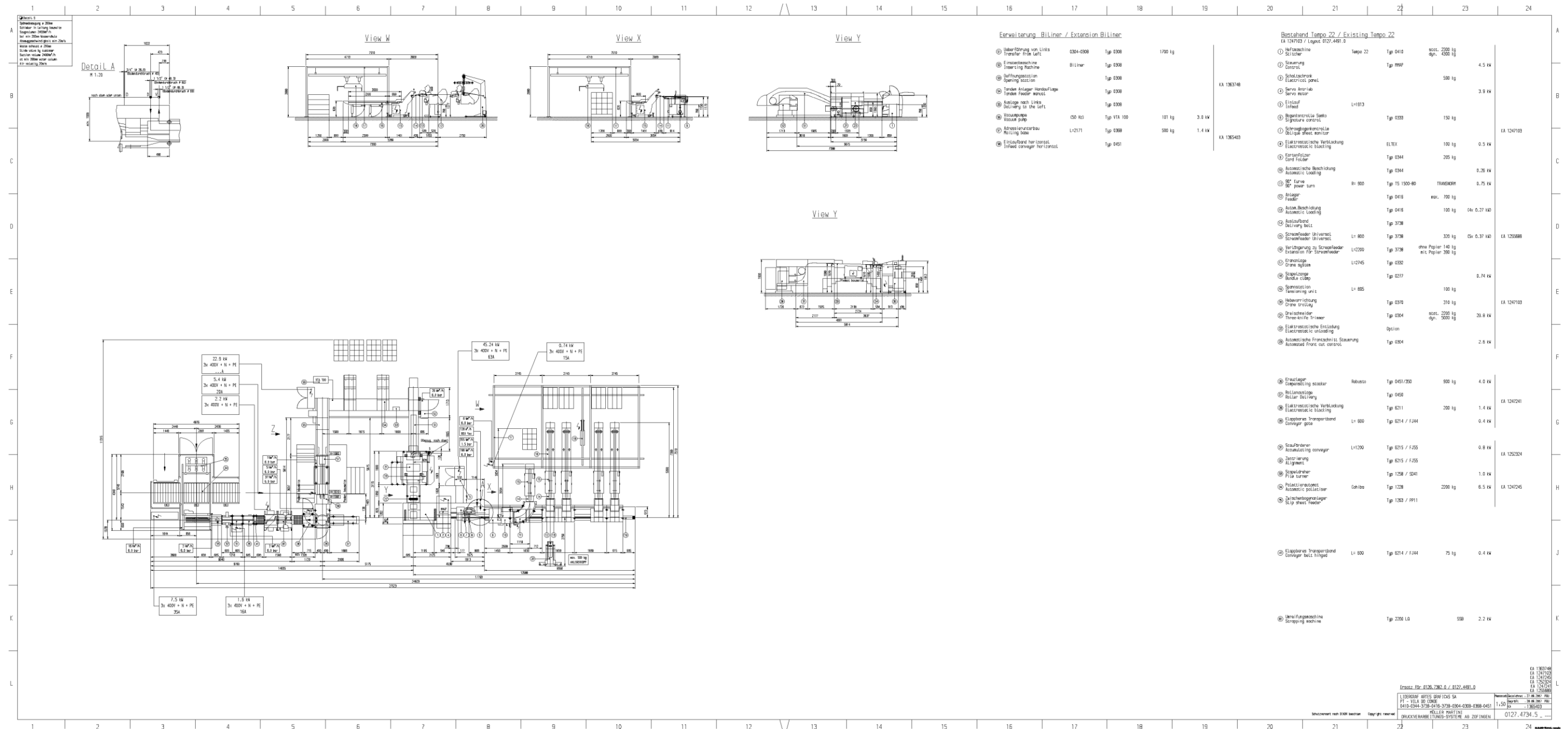


Figura H.4 – Diagrama da máquina TEMP22.

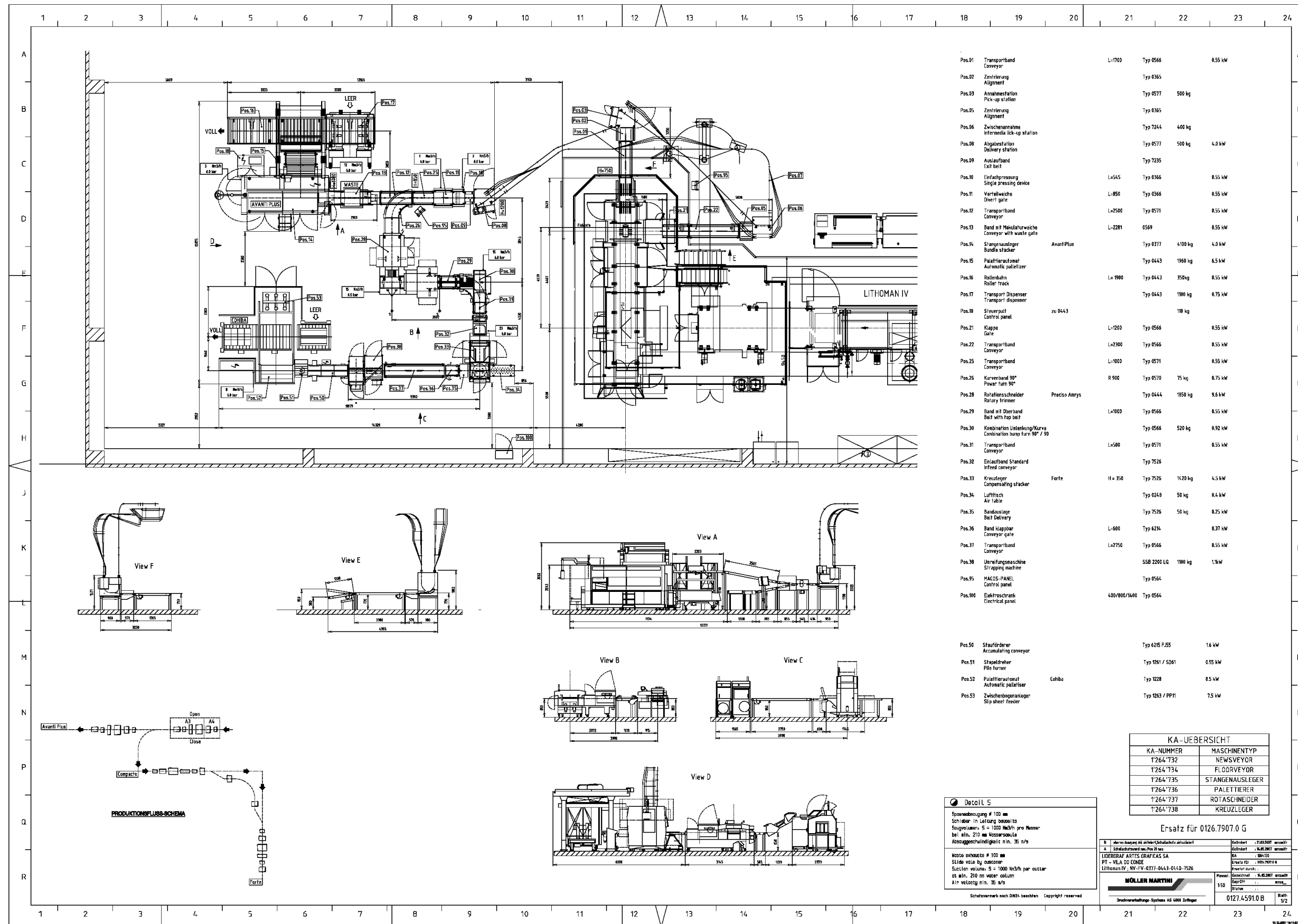


Figura H.5 – Diagrama da máquina LITHOMAN.



**ANEXO I – TEMPO DE LABORAÇÃO DAS MÁQUINAS CONSUMIDORAS DE VÁCUO DO EDIFÍCIO 2 DE 1 DE JUNHO A 9 DE AGOSTO DE 2016**

Máquina A → ACORO

Máquina B → TEMP22

Máquina C → ONYX

**Tabela I.1 – Tempo de laboração das máquinas consumidoras de vácuo do edifício 2 para o mês de Junho de 2016.**

Data	Máquina	Hora																							
		00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
01-jun	A	█																							
	B	█																							
	C	█																							
02-jun	A	█																							
	B	█				█																			
	C	█								█															
03-jun	A	█																							
	B	█																					█		
	C	█																		█					
04-jun	A	█																							
	B	█							█										█						
	C	█																							
05-jun	A	█																							
	B	█																							
	C	█																							
06-jun	A	█															█								
	B	█																							
	C	█								█															
07-jun	A	█																							
	B	█																					█		
	C	█								█															
08-jun	A	█																							
	B	█							█										█						
	C	█								█															
09-jun	A	█																							
	B	█																							
	C	█																							
10-jun	A	█																							
	B	█																							
	C	█																							
11-jun	A	█																							
	B	█																							
	C	█																							
12-jun	A	█																							
	B	█				█																			
	C	█																							

		Hora																							
Data	Máquina	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
13-jun	A																								
	B																								
	C																								
14-jun	A																								
	B																								
	C																								
15-jun	A																								
	B																								
	C																								
16-jun	A																								
	B																								
	C																								
17-jun	A																								
	B																								
	C																								
18-jun	A																								
	B																								
	C																								
19-jun	A																								
	B																								
	C																								
20-jun	A																								
	B																								
	C																								
21-jun	A																								
	B																								
	C																								
22-jun	A																								
	B																								
	C																								
23-jun	A																								
	B																								
	C																								
24-jun	A																								
	B																								
	C																								
25-jun	A																								
	B																								
	C																								
26-jun	A																								
	B																								
	C																								

		Hora																							
Data	Máquina	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
27-jun	A																								
	B																								
	C																								
28-jun	A																								
	B																								
	C																								
29-jun	A																								
	B																								
	C																								
30-jun	A																								
	B																								
	C																								

Tabela I.2 – Tempo de laboração das máquinas consumidoras de vácuo do edifício 2 para o mês de Julho de 2016.

		Hora																							
Data	Máquina	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
01-jul	A																								
	B																								
	C																								
02-jul	A																								
	B																								
	C																								
03-jul	A																								
	B																								
	C																								
04-jul	A																								
	B																								
	C																								
05-jul	A																								
	B																								
	C																								
06-jul	A																								
	B																								
	C																								
07-jul	A																								
	B																								
	C																								

		Hora																								
Data	Máquina	00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	
08-jul	A																									
	B																									
	C																									
09-jul	A																									
	B																									
	C																									
10-jul	A																									
	B																									
	C																									
11-jul	A																									
	B																									
	C																									
12-jul	A																									
	B																									
	C																									
13-jul	A																									
	B																									
	C																									
14-jul	A																									
	B																									
	C																									
15-jul	A																									
	B																									
	C																									
16-jul	A																									
	B																									
	C																									
17-jul	A																									
	B																									
	C																									
18-jul	A																									
	B																									
	C																									
19-jul	A																									
	B																									
	C																									
20-jul	A																									
	B																									
	C																									

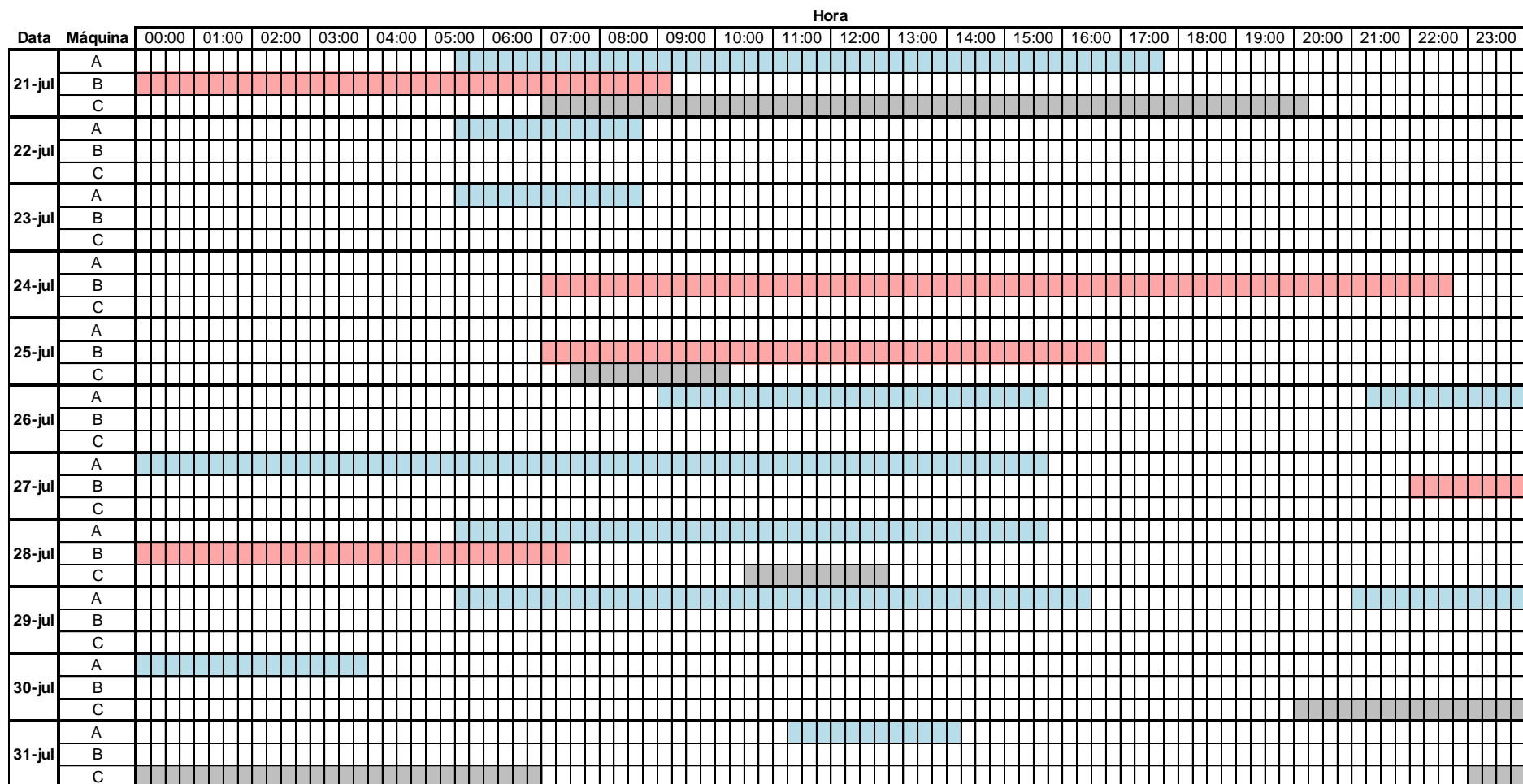


Tabela 1.3 – Tempo de laboração das máquinas consumidoras de vácuo do edifício 2 de 1 a 9 de Agosto de 2016.

Data	Máquina	Hora																							
		00:00	01:00	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00
01-ago	A																								
	B																								
	C																								
02-ago	A																								
	B																								
	C																								
03-ago	A																								
	B																								
	C																								
04-ago	A																								
	B																								
	C																								
05-ago	A																								
	B																								
	C																								
06-ago	A																								
	B																								
	C																								
07-ago	A																								
	B																								
	C																								
08-ago	A																								
	B																								
	C																								
09-ago	A																								
	B																								
	C																								

**ANEXO J – DETERMINAÇÃO DOS CONSUMOS DA BOMBA DE VÁCUO COM VARIADOR DE FREQUÊNCIA (ATLAS COPCO) PARA O EDIFÍCIO 2**

Na figura J.1 encontram-se os dados que permitem relacionar a pressão, o caudal, as rotações por minuto e a potência consumida da bomba de vácuo proposta pelo fornecedor *Atlas Copco* para o edifício 2.

Caudal Volumétrico (m <sup>3</sup> /h)		Pressão mbar(a)								
rpm	400	300	200	100	75	50	20	5	1	
600	74	74	73	72	71	69	61	18		
1000	123	123	122	121	120	118	109	67		
2000	247	246	245	244	242	237	226	160	83	
2100	248	258	257	256	254	249	237	168	87	
2250		277	275	274	272	267	254	180	93	
2550		317	314	313	310	306	290	225	105	
2950			367	365	362	358	339	285	122	
3000				372	368	364	345	293	124	
3400				414	411	410	388	333	140	
3500					422	421	399	343	144	

Potência (kW)		Pressão mbar(a)								
rpm	400	300	200	100	75	50	20	5	1	
600	2,2	2,0	1,7	1,4	1,4	1,3	1,3	1,3		
1000	3,7	3,3	2,8	2,4	2,2	2,1	1,9	1,9		
2000	7,3	6,5	5,6	4,7	4,4	4,1	3,8	3,7	3,7	
2100	7,4	6,8	5,9	4,9	4,6	4,3	4,0	3,9	3,9	
2250		7,3	6,3	5,3	5,0	4,6	4,3	4,2	4,1	
2550		7,9	7,0	6,0	5,7	5,3	4,9	4,8	4,5	
2950			7,9	6,9	6,7	6,3	5,8	5,6	4,9	
3000				7,0	6,8	6,4	5,9	5,7	5,0	
3400				7,7	7,4	7,1	6,6	6,3	6,3	
3500					7,5	7,2	6,8	6,5	6,7	

**Figura J.1 – Dados referentes à bomba de vácuo *Atlas Copco GHS350VSD* (edifício 2). [19]**

Exemplo de Cálculo para a Estimativa de Consumo de Vácuo da Máquina *ONYX*

Consultando a tabela 6.5, retiram-se os seguintes dados:

Horas anuais de funcionamento ( $t_{\text{funcionamento}}$ ) – 476 h

Pressão necessária – 400 mbar(a)

Caudal real – 90 m<sup>3</sup>/h

Para determinar a potência consumida pela bomba de vácuo segundo as condições anteriormente referidas, recorreu-se aos dados da figura J.1 e procedeu-se da seguinte forma:

**1º** Determinação das rotações por minuto (rpm) de acordo com o caudal e a pressão necessária.

$$\begin{aligned} 74 \text{ m}^3/\text{h} &\rightarrow 600 \text{ rpm} \\ 90 \text{ m}^3/\text{h} &\rightarrow x \text{ rpm} \\ 123 \text{ m}^3/\text{h} &\rightarrow 1000 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$x - 600 = \frac{(90 - 74) \times (1000 - 600)}{(123 - 74)} \leftrightarrow x = 130 + 600 \leftrightarrow x = 730 \text{ rpm}$$

**2º** Determinação da potência da bomba de acordo com o caudal e a pressão necessária.

$$\begin{aligned} 600 \text{ rpm} &\rightarrow 2,2 \text{ kW} \\ 730 \text{ rpm} &\rightarrow P \text{ kW} \\ 1000 \text{ rpm} &\rightarrow 3,7 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$P - 2,2 = \frac{(730 - 600) \times (3,7 - 2,2)}{(1000 - 600)} \leftrightarrow P = 0,5 + 2,2 \leftrightarrow x = 2,70 \text{ kW}$$

**3º** Determinação da potência real da bomba de acordo com o caudal e a pressão necessária.

Rendimento do motor: 95%

$$P_{\text{real}} = \frac{P}{\eta} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = \frac{2,7}{95} \times 100 \leftrightarrow P_{\text{real}} = 2,84 \text{ kW}$$

**4º** Determinação do consumo da bomba de vácuo para as condições mencionadas.

$$P_{\text{consumida}} = P_{\text{real}} \times t_{\text{funcionamento}} \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 2,84 \times 476 \leftrightarrow P_{\text{consumida}} = 1353 \text{ kWh/ano}$$

Exemplo de Cálculo da Estimativa do Perfil de Funcionamento da Bomba de Vácuo Atlas Copco

Sabendo que as rotações por minuto variam de 600 a 3500 rpm, a percentagem de rotações por minuto (%RPM) são de 1% e 100%, respetivamente. As restantes %RPM foram determinadas por interpolação.

Este exemplo de cálculo é relativo às 600 rpm verificadas em carga:

Através da tabela 6.7, sabe-se que, quando a máquina ACORO ou a TEMP22 está em funcionamento, a bomba funciona com uma rotação de 600 rpm. Consultando a tabela 6.4, retirou-se os seguintes dados:

$$t_{\text{funcionamento ACORO}} = 1863 \text{ h/ano}$$

$$t_{\text{funcionamento TEMP22}} = 1139 \text{ h/ano}$$

$$t_{\text{funcionamento total}} = 5292 \text{ h/ano}$$

Assim a percentagem de tempo (% tempo) que a bomba de vácuo estará nas 600 rpm foi determinada da seguinte forma:

$$\% \text{tempo} = \frac{t_{\text{funcionamento Acoro}} + t_{\text{funcionamento TEMP22}}}{t_{\text{funcionamento total}}} \times 100$$

$$\leftrightarrow \% \text{tempo} = \frac{1863 + 1139}{5292} \times 100 \leftrightarrow \% \text{tempo} = 57\%$$



ANEXO L – DIAGRAMA DA REDE DE AR COMPRIMIDO DO EDIFÍCIO 1.

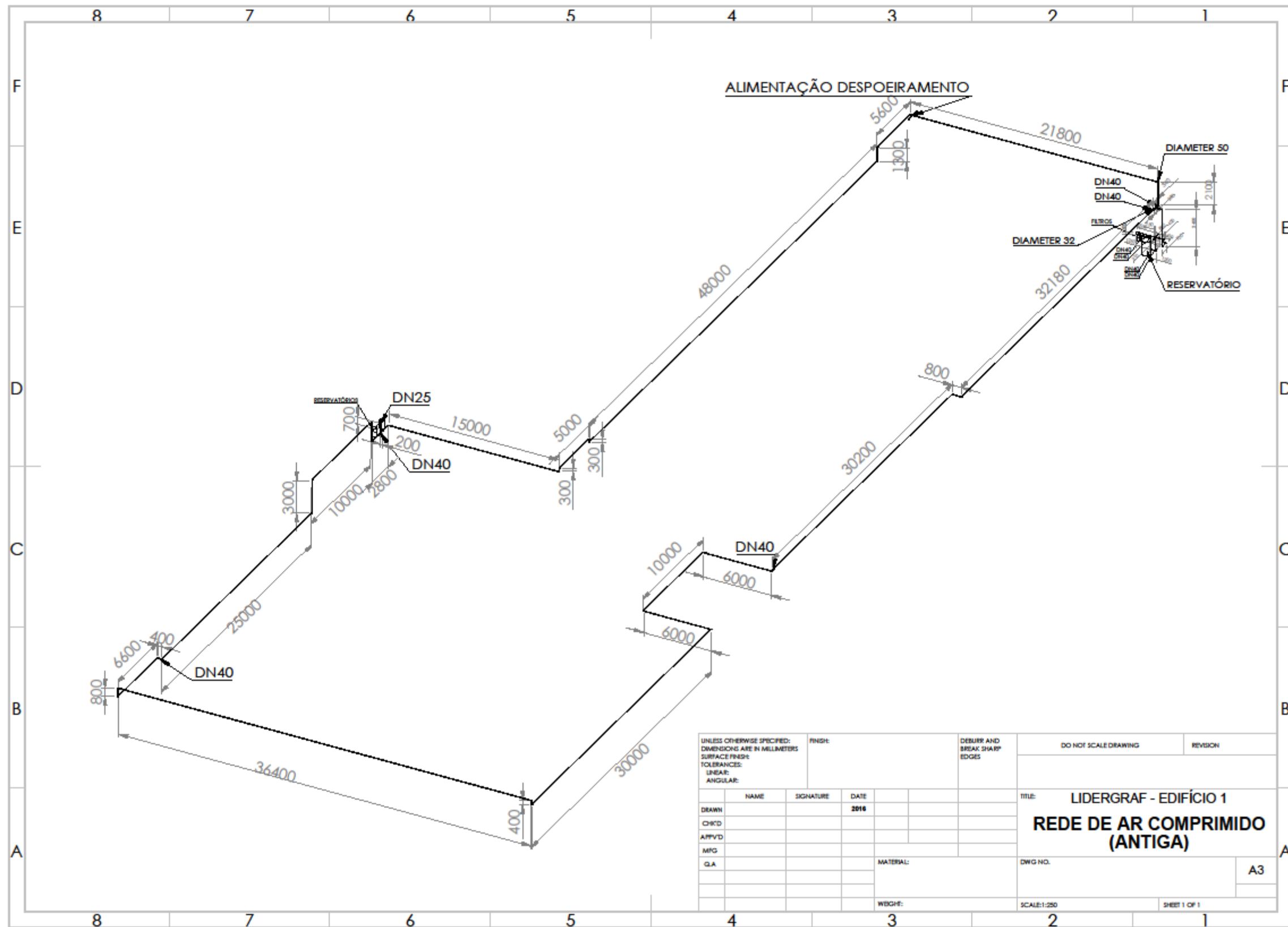


Figura L.1 – Diagrama da rede de ar comprimido do edifício 1 antes da intervenção.

