

Atenção especial deve ser dada quando se deseja soldar pares de materiais de propriedades mecânicas bastante diferentes, pois, nesse caso, pode haver tendência de plastificação de apenas um dos materiais. Muitas vezes, esse fenômeno pode ser evitado através da utilização de mecanismos mecânicos que venham a minimizar a plastificação do material menos duro, sendo que alguns desses mecanismos são mencionados por Lebedev e Chernenko (1992). Nesse mesmo trabalho, os autores mencionam os parâmetros de processo utilizados para a soldagem de diferentes pares de materiais com aplicações na indústria como um todo, dos quais podem-se citar:

1. Aço carbono com aço ligas: Utilizado na fabricação de componentes hidráulicos;
2. Aço rápido com aço estrutural: Utilizado na fabricação de ferramentas de usinagem;
3. Diferentes ligas de alumínio: Processo bastante difundido na indústria aeronáutica;
4. Ligas de alumínio com diferentes tipos de aço: Utilizado na fabricação de barras de ânodo de sacrifício;
5. Cobre com ligas de alumínio e diferentes tipos de aço.

A AWS (1991) e a norma DIN (2000) lançaram uma tabela (Figura 2.8) de soldabilidade de diferentes pares de materiais que podem vir a ser unidos pelo processo de soldagem por atrito. Essa tabela serve apenas como orientação inicial, pois caso deseje-se soldar diferentes tipos de materiais é recomendável recorrer à literatura para verificar a real possibilidade de união dos materiais, como também os valores recomendados para força axial e velocidade de rotação. Na ausência de referências, sobre pares de materiais específicos, trabalhos de otimização e desenvolvimento de processo devem ser realizados.

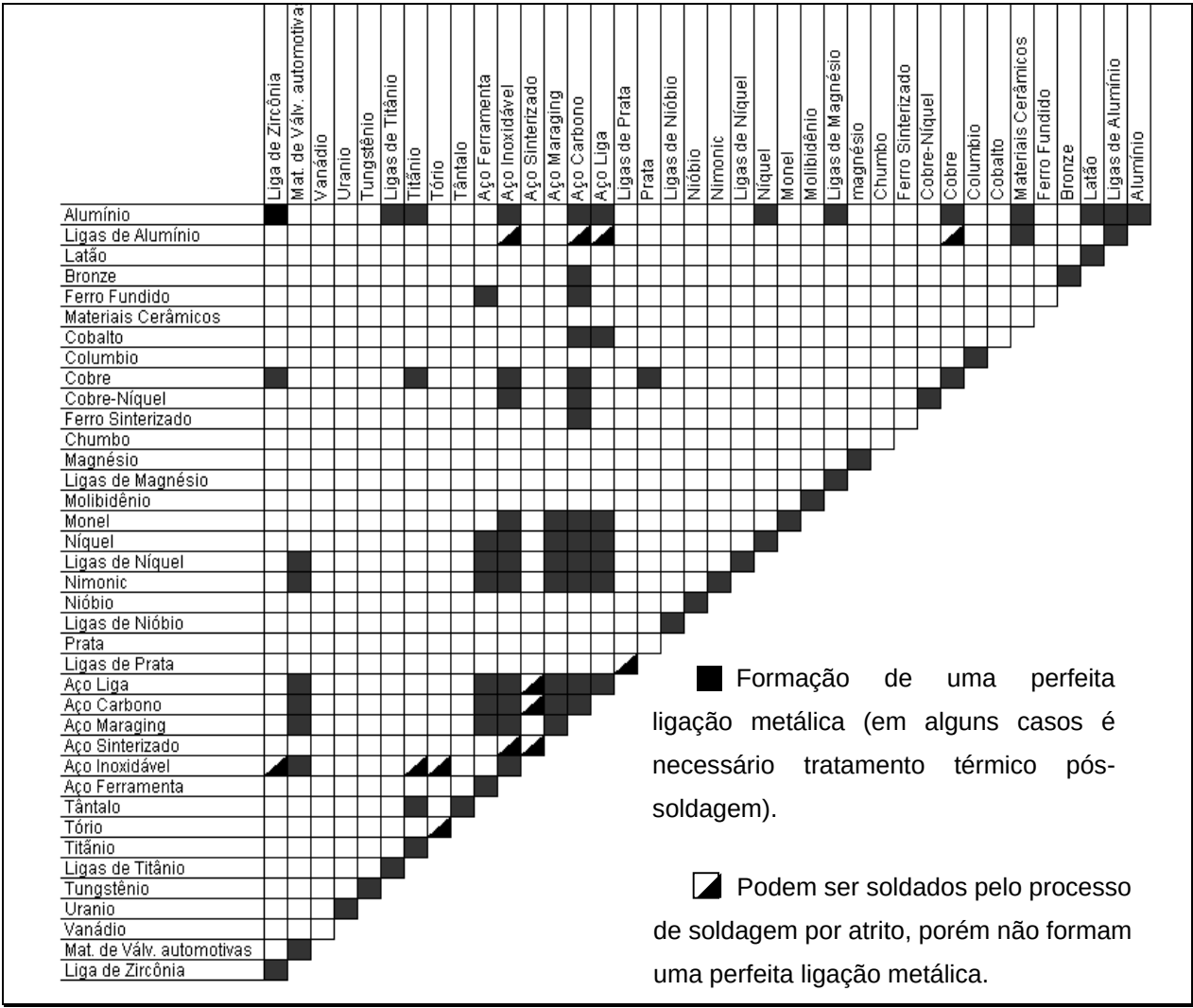


Figura 2.8: Tabela de soldabilidade de diferentes tipos de metais apresentada pela AWS e DIN.

2.1.6 Variantes do processo de soldagem por atrito

Diferentes variantes surgiram a partir do processo de soldagem por atrito convencional. A primeira variante, já mencionada nesse trabalho, é o processo inercial no qual há a utilização de um volante de inércia para acumulo de energia durante a fase de aceleração, a qual é utilizada quando os dois materiais estão em contato (Figura 2.3).

Uma outra variação, e mais simples, é o processo com rotação contrária (“Counter rotation”). Nesse processo, as duas peças são colocadas para girar, porém uma em sentido contrário ao da outra. Uma grande vantagem desse processo é a possibilidade de se obter maiores velocidades relativas entre as superfícies. Em contrapartida, nesse caso há a

necessidade de que ambas as peças tenham forma cilíndrica e ainda, o equipamento de soldagem nesse processo se torna extremamente mais complexo, dificultando a sua utilização.

O processo conhecido como “Center drive” (Figura 2.9) consiste da utilização de uma peça central girante que irá se unir a duas outras peças de material igual ou diferente da peça central. A grande vantagem desse processo é a possibilidade de soldar peças de comprimento extremamente grande, pois a peça girante possui pequenas dimensões, quando comparada com as outras duas. A desvantagem desse processo é a complexidade do equipamento, o qual, além de ter que aplicar força nos dois sentidos da direção axial, também tem que ter um sistema de controle que permita a aplicação da força de forma igual e simultânea em ambos os pares de superfícies em contato.

No processo em orbital “Orbital friction welding” (Figura 2.10), as duas peças são colocadas a girar no mesmo sentido, havendo, contudo, um deslocamento relativo entre os centros dos eixos. Nesse processo, ao contrário dos anteriores, a região central de uma peça apresenta movimento relativo em relação à outra, fato que promove maior uniformidade na geração de calor ao longo da seção transversal de cada uma das peças a serem unidas. A principal desvantagem desse processo é a excentricidade da peça final.

Outro processo bastante comum é o processo de soldagem por vibração (Figura 2.11), no qual se tem uma peça fixa e uma outra em movimento oscilatório, de tal forma que as duas superfícies tenham movimento relativo transversal. A grande aplicação desse método encontra-se na soldagem de materiais poliméricos.

Para a soldagem de anéis em eixos ou tubos foi desenvolvido o processo radial de soldagem por atrito “Radial friction welding” (Figura 2.12). Nesse processo, o esforço é aplicado de forma uniforme e radialmente no anel, promovendo a união do anel ao eixo ou tubo.

Com o intuito de atender principalmente à indústria aeroespacial, foi desenvolvido o processo conhecido como “Friction stir welding” (Figura 2.13), que é bastante aplicado na soldagem de ligas de alumínio ([Su et al., 2003,](#)), ([Daves and Hall, 1999](#)). O processo consiste basicamente de um pino girante não consumível de elevada dureza e elevada resistência mecânica a quente em contato com duas chapas metálicas a serem unidas. Ao entrar em contato com as chapas, o pino promove o aquecimento das mesmas, fornecendo a energia necessária para a união das peças. Para que haja a soldagem ao longo de todo o comprimento da chapa, ao mesmo tempo em que há o movimento de rotação do pino, há também o movimento de translação das chapas em relação ao pino.

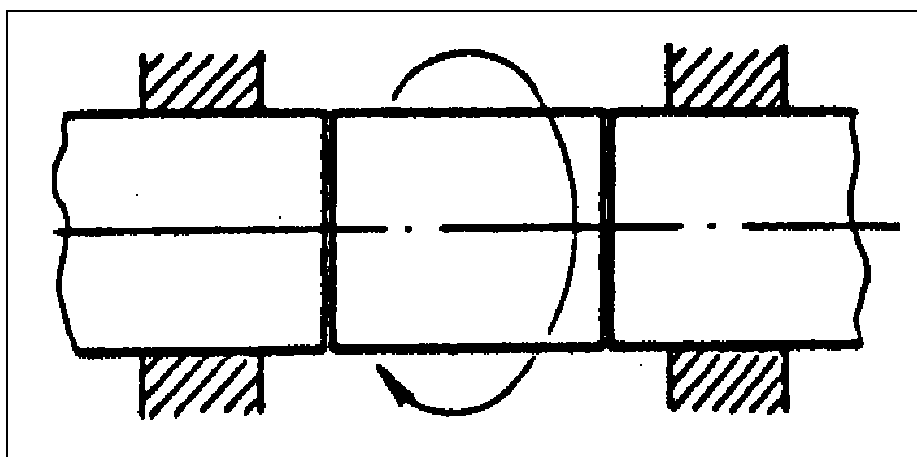


Figura 2.9: Figura esquemática do processo “Center Drive” (Lebedev and Chernenko, 1992).

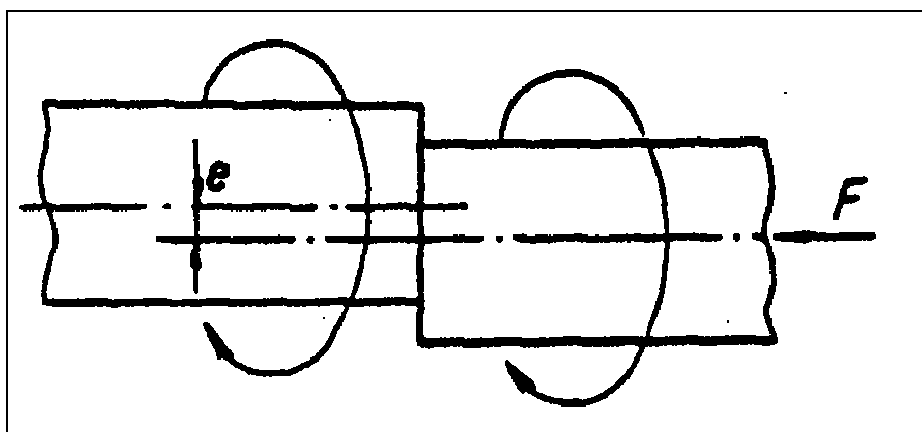


Figura 2.10: Figura esquemática do processo de soldagem em orbital (Lebedev and Chernenko, 1992).

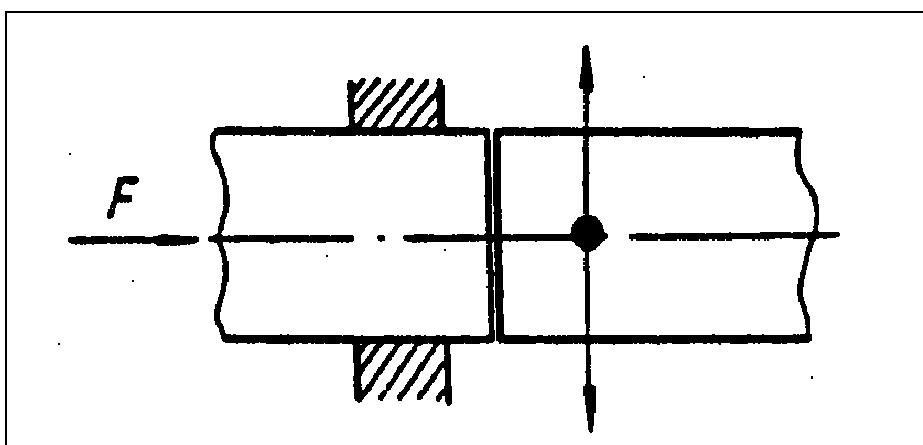


Figura 2.11: Figura esquemática do processo de soldagem por vibração (Lebedev and Chernenko, 1992).

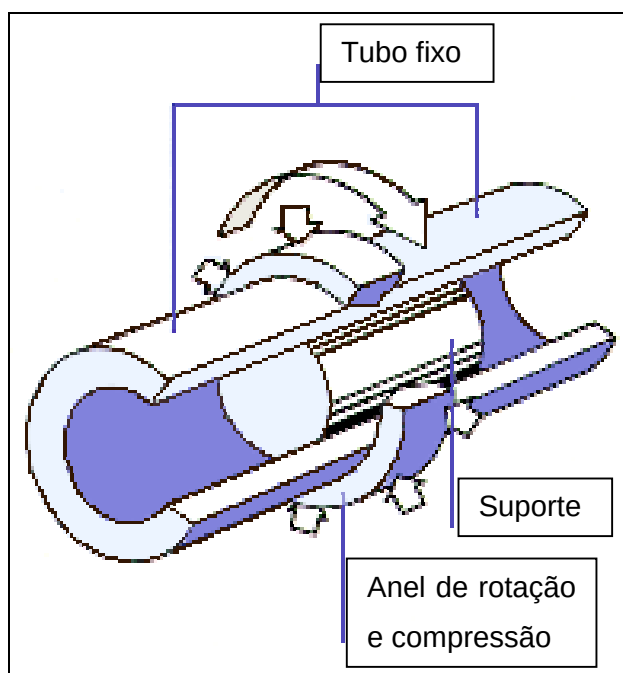


Figura 2.12: Figura esquemática do processo de soldagem por atrito radial.

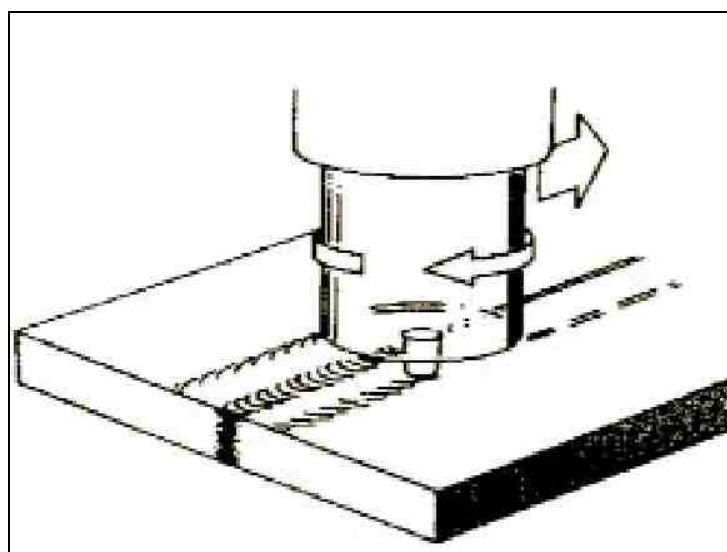


Figura 2.13: Representação esquemática do processo "Friction Stir Welding".

Além dos processos de soldagem mencionados nesse item, outros processos também foram desenvolvidos a partir do processo de soldagem por atrito. Em destaque, tem-se os processos de reparo de trincas, dos quais pode-se citar: "Friction Pull Plug Welding" processo recentemente patenteado por Colett e Cantrell (2002); "Friction Hydro Pillar Processing" ou, como usualmente é denominado, reparo de trincas por atrito; e o processo de reparo de trincas por costura, sendo esses dois últimos abordados a seguir.

2.2 Reparo de trincas por atrito

O processo de reparo de trincas por atrito ou “Friction Hydro Pillar Processing – FHPP”, foi desenvolvido em 1990, e patenteado em 1993. Devido ao seu caráter extremamente recente e à limitação de pesquisas devido à sua patente, existem poucos trabalhos na literatura tratando de seu aspecto fenomenológico, das características microestruturais da região de reparo, das propriedades mecânicas da região de reparo ou ainda das potencialidades do processo. Dessa forma, a revisão que segue, a respeito do processo de reparo de trincas por atrito, será baseada em alguns poucos trabalhos disponíveis na literatura.

2.2.1 Aspectos fenomenológicos

O processo de reparo de trincas por atrito consiste em fazer um furo cilindro ou cônico não passante na região da trinca, e, posteriormente, preenchê-lo com um pino também cilíndrico ou cônico. O pino, aqui denominado de pino de queima, no momento em que entra em contato com o furo, encontra-se com uma elevada velocidade de rotação, sendo aplicada uma força axial sobre mesmo, suficiente para deformar o material do pino.

Fundamentalmente, esse processo difere do processo de soldagem por atrito, pela presença de um consumível (pino de queima). O pino de queima é colocado em rotação em relação ao eixo do furo da chapa a ser reparada. Após atingir a rotação pré-determinada, o mesmo é colocado em contato com o fundo do furo e, então, é iniciada a aplicação da força axial. Devido à aplicação da carga axial e do movimento relativo das superfícies, uma camada contínua de material plastificado é formada. O pino de queima é totalmente plastificado devido ao atrito entre as interfaces do pino e do furo, sendo a região vazia existente entre o pino e o furo preenchida pelo material plastificado do pino.

Thomas e Smith (1997), ao descrever o processo, afirmam que o material plastificado forma infinitas series de superfícies cisalhadas adiabaticamente. Os mesmos autores afirmam que o material plastificado da interface é mantido em um regime suficientemente viscoso, de tal forma, que se tenha um regime de transmissão de força hidrostático. Ou seja, a tensão existente entre o pino e parte inferior do furo é a mesma da existente entre a parede lateral do furo e do material plastificado do pino. No entanto, Meyer (2002), em seu trabalho, sugere que o regime plástico não é suficientemente viscoso de tal forma que haja uma distribuição de forças de forma hidrostática.

Outro aspecto importante a ser mencionado é que, devido às altas temperaturas atingidas pelo pino de queima e devido à intensa deformação plástica, o material plastificado passa por um processo de recristalização dinâmica. Tal fato, juntamente com o curto tempo de

resfriamento, promove o refinamento da microestrutura, resultando numa maior dureza na região preenchida pelo furo em relação ao metal-base.

2.2.2 Influência das geometrias do pino de queima e do furo na qualidade da região de reparo

Um dos principais aspectos ainda a serem trabalhados no processo de reparo trincas por atrito é a questão geométrica, tanto do pino de queima quanto do furo da chapa de reparo. Sabe-se, que a utilização de pinos e furos, com geometrias mostradas na figura 2.14, tende a formar vazios na região de transição entre o fundo do furo e a sua parede lateral. Estes vazios, além de diminuir a resistência da estrutura pela diminuição de área, constituem pontos propícios para a geração de trincas.

Meyer (2002) em seu trabalho utiliza várias geometrias de furos e pinos. Os pinos utilizados por Meyer eram cilíndricos ou cônicos, com pontas cegas, chanfradas e arredondadas. Ao passo que os furos também eram cilindros ou cônicos, com fundo cego ou arredondado. Foi reportado nesse trabalho que a utilização de pinos cônicos com furos cônicos implicava em um maior aporte de calor na peça, resultando em um maior volume de material aquecido. Tal característica implica em uma menor velocidade de resfriamento, o que leva a uma menor dureza. Outro ponto importante foi a constatação, que para as geometrias utilizadas, a geometria do furo era mais importante que a do pino, pois para o furo com fundo arredondado (Figura 2.15) na realização dos teste sempre houve preenchimento total do furo pelo pino, independente da geometria do pino. O sucesso da utilização desse tipo de geometria de furo se deve à transição suave entre o fundo do furo e a parede lateral do mesmo. Apesar dessa informação fornecer a possibilidade de uma geometria onde se tenha total preenchimento do furo pelo pino, é necessário um maior estudo a respeito do assunto visando a redução dos custos de usinagem de campo, visto que a obtenção de tal geometria em um reparo de campo requer a utilização de ferramentas especiais de usinagem.

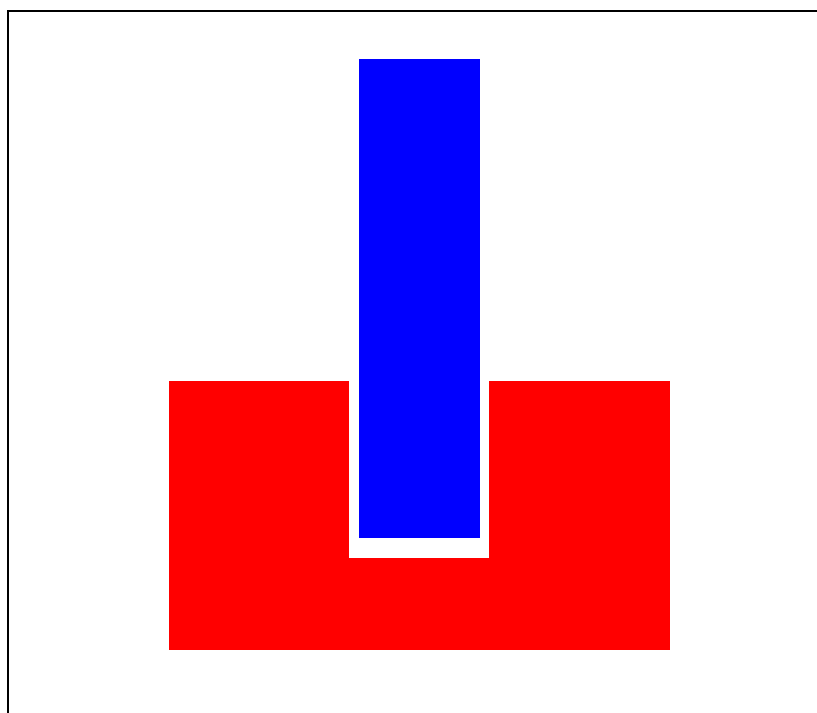


Figura 2.14: Geometria convencional utilizada no processo de reparo de trincas por atrito, a qual promove vazios na região de transição entre o fundo do furo e a parede lateral.

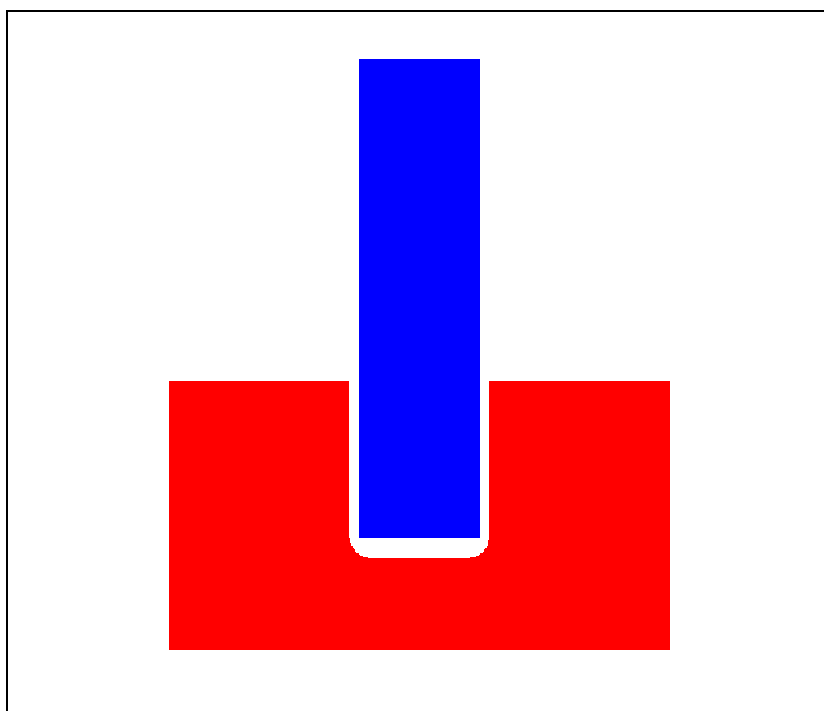


Figura 2.15: Geometria de furo com fundo arredondado, que após os testes não apresentou vazios na região de transição entre o fundo do furo e a parede lateral (Meyer, 2002).

2.2.3 Influência das variáveis do processo nas propriedades mecânicas e microestrutura da região de reparo.

Meyer (2002) em seu trabalho mostrou resultados da influência de velocidade de rotação e da força axial nas propriedades mecânicas da região de reparo. A velocidade de rotação mostrou ter pouca influência nas propriedades mecânicas da peça, pois com o aumento da velocidade de rotação não houve redução significativa de dureza ou de limite de resistência. Foi constatado que a utilização de velocidades de rotação mais elevadas, fato que implica em um maior aporte de calor da peça, leva ao aumento da zona afetada pelo calor (ZAC).

A utilização de uma maior força axial por sua vez leva a uma tendência de aumento de dureza, porém com valores não muito significativos. Com relação à ZAC, devido ao fato de que maiores forças axiais implicam em maiores taxas de queima do pino e, portando, em um menor tempo de aquecimento da peça, isso leva, ao contrário da utilização de maiores velocidades de rotação, a uma ZAC relativamente menor. Foi reportado que a força axial age de forma mais preponderante que a velocidade de rotação, sendo a principal variável a ser trabalhada nesse aspecto.

Também foi observado que como no processo de soldagem por atrito, no processo de reparo de trincas, as propriedades mecânicas da região trabalhada se mostraram superiores às do metal-base e às do pino, demonstrando mais uma vez as potencialidades do processo.

Em termos de microestrutura, todos os ensaios realizados por Meyer em aços API X65 apresentaram as mesmas tendências, que foi a formação de martensita e ferrita com grãos de martensita alinhada na interface entre o pino de queima e o furo. A formação desse tipo de microestrutura se deveu à maior velocidade de resfriamento nessa região. Já a região mais central das peças, com menores velocidades de resfriamento, mostrou uma microestrutura com grãos maiores, com presença de ferrita globular e ferrita acicular, sendo que essa última promove uma melhora significativa na tenacidade da peça.

2.2.4 Reparos por costura

O processo de reparo por costura ("Friction stitch welding"), nada mais é que o próprio processo de reparo de trincas por atrito, no qual o reparo é executado através de uma seqüência de reparos ao longo de uma linha, de tal forma a reparar todo o comprimento de uma trinca (Figura 2.16) (Pinheiro et al., 2001).

Em termos de variáveis de processo, tudo o que se aplica ao processo de reparo de trincas por atrito, também se aplica a esse processo. No entanto, nesse processo existe um efeito adicional da execução de soldas subsequentes, que é a sobreposição de reparos, que leva a uma obtenção de propriedades mecânicas diferentes, em relação ao processamento isolado de um único pino.

Essa diferença nas propriedades mecânicas é devida a uma variável adicional, que é o fenômeno da recristalização dinâmica e estática realizada sob a ação de reaquecimento pelo pino subsequente. Como a primeira região sofreu forte deformação plástica, ao ser aquecida devido à transferência de calor por condução que ocorre durante o reparo da região imediatamente vizinha à primeira região, passará pelo processo de recristalização, fazendo com que haja um crescimento dos grãos e uma possível diminuição de sua tenacidade. Meyer, em seu trabalho, constatou essa alteração de microestrutura e propriedades mecânicas. Contudo, ainda faz-se necessário um estudo mais abrangente dos efeitos desses sucessivos tratamentos térmicos gerados pelos novos preenchimentos sobre a qualidade do reparo como um todo.

Desta forma, justifica-se a construção de uma infra-estrutura capaz de gerar reparos em estruturas com defeitos. Na seqüência do trabalho, apresentam-se os resultados decorrentes desse esforço.

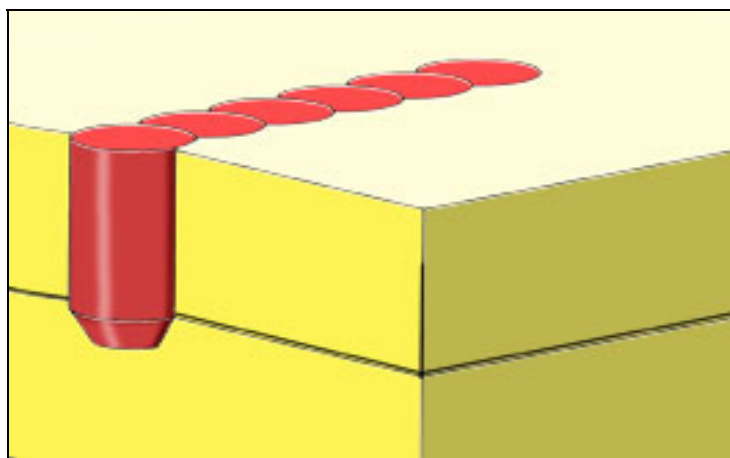


Figura 2.16: Processo de reparo por costura, pinos sobrepostos ao longo de uma linha.

Capítulo III

DESENVOLVIMENTO DO EQUIPAMENTO DE REPARO DE TRINCAS POR ATRITO

Tendo em vista o grau de complexidade do equipamento, denominado de Unidade de Processamento de Pinos por Atrito – UPPA, achou-se mais conveniente dividir a abordagem de seu desenvolvimento em duas partes. A primeira referente ao desenvolvimento do sistema mecânico, e, a segunda, referente ao desenvolvimento eletro-eletrônico do equipamento. Assim, o presente capítulo será dividido em dois subitens, abrangendo essas duas etapas.

3.1 Desenvolvimento dos componentes mecânicos

A Unidade de Processamento de Pinos por Atrito possui três sistemas mecânicos distintos, que são: Conjunto mesa de sustentação – pórtico, cabeça de reparo e unidade hidráulica, sendo os mesmos detalhados a seguir.

3.1.1 Conjunto mesa de sustentação – pórtico

Este conjunto foi desenvolvido com o intuito sustentar a cabeça de reparo e, ainda, fixar a amostra ou peça a ser reparada. Sua estrutura pode ser vista na Figura 3.1.

O pórtico de sustentação da cabeça de reparo foi confeccionado em aço carbono ABNT 1020, e seu projeto foi concebido para suportar uma carga vertical de até 70 KN. Um outro aspecto importante relativo ao pórtico é que o mesmo permite o ajuste da altura da cabeça de reparo em relação à mesa através do reposicionamento da cabeça de solda presa por pinos, conforme mostrado na Figura 3.2 a), permitindo, assim, a inserção de uma mesa deslocamento mono-axial sobre a base do pórtico.

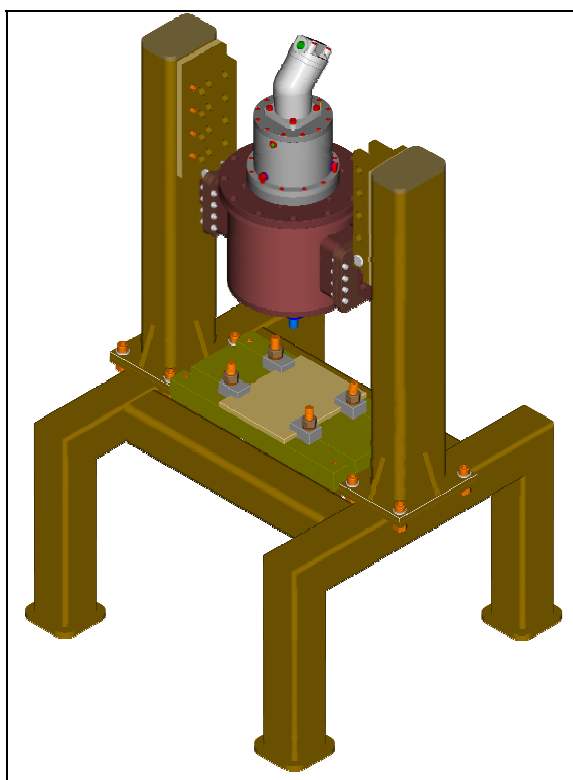


Figura 3.1: Conjunto mesa de sustentação – pórtico e cabeça de reparo

A mesa de sustentação, confeccionada em aço carbono ABNT 1020, possui duas funções propriamente ditas. A primeira de dar sustentação ao pórtico e à chapa de reparo, e a segunda de fornecer alta rigidez ao sistema, minimizando, assim, problemas de vibração. A mesma foi concebida com dimensões tais que permitam a utilização de corpos de prova de até 500 mm de largura, os quais são fixados em um porta amostra através da utilização de uma morsa ou ainda por presilhas de fixação, ilustrado na Figura 3.2 b)

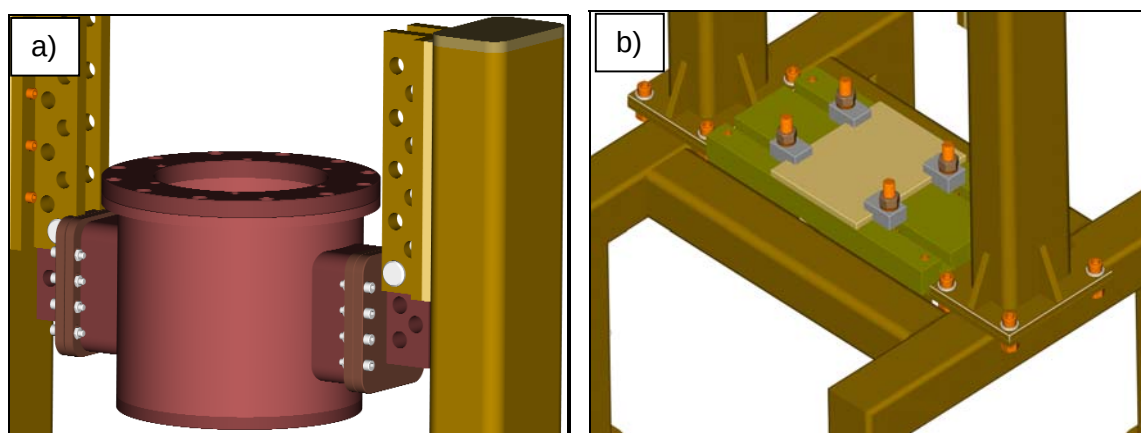


Figura 3.2: a) Detalhe do sistema de ajuste de altura do pórtico, b) Mesa de sustentação – Detalhe do local onde será fixada a amostra, ou inserida a mesa de deslocamento mono-axial.

3.1.2 Projeto da Cabeça de Reparo

Dentre todos os componentes projetados e especificados durante a realização do projeto, a cabeça de reparo (Figura 3.3) foi o de maior complexidade, sendo, portanto, este subconjunto a “alma” do projeto. Tal complexidade se deve às elevadas solicitações mecânicas e elevadas velocidades de rotação, às quais o conjunto está submetido, e ainda ao fato de que dois dos sensores utilizados no projeto estão inseridos dentro da cabeça de reparo. Devido a tais características, e a necessidade de se construir uma cabeça de reparo com as menores dimensões possíveis, este conjunto tornou-se o limitante de carga e rotação do sistema.

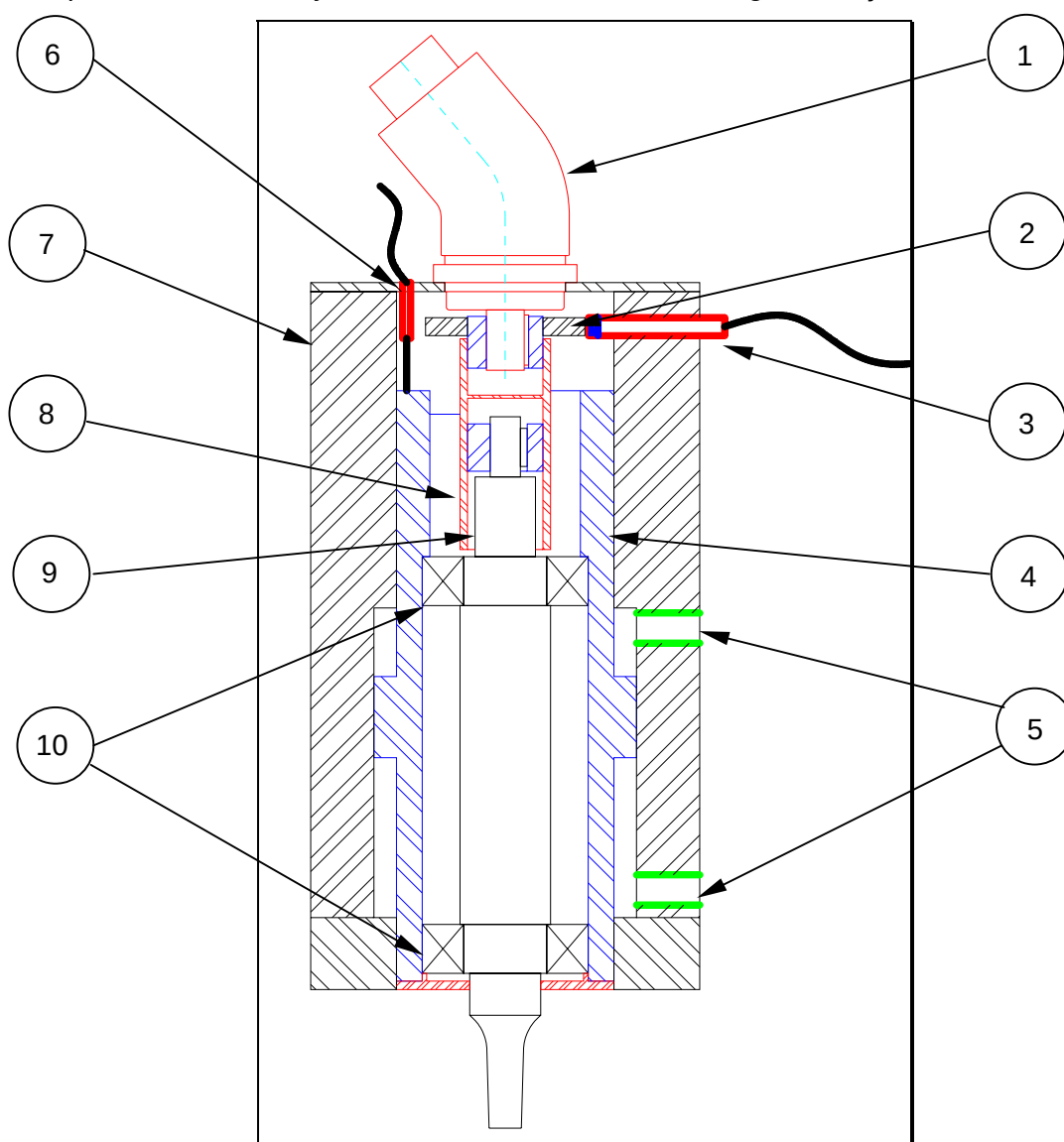


Figura 3.3: Desenho esquemático da cabeça de reparo. 1) Motor hidráulico; 2) Roda dentada; 3) Sensor de rotação; 4) Haste hidráulica; 5) Conexões hidráulicas; 6) Sensor de posição; 7) Cilindro externo; 8) Acoplamento deslizante; 9) Eixo de rotação; 10) Mancais de rolamento.

A cabeça de reparo é constituída de um motor hidráulico que transmite o movimento de rotação para o eixo através de um acoplamento deslizante. O eixo é inserido em uma haste hidráulica vazada. A haste possui movimento de translação na vertical e através dos mancais transmite esse movimento ao eixo. Dessa forma, o eixo passa a possuir os dois movimentos distintos. Na ponta do eixo é acoplado o mandril, no qual é fixado o pino de queima a ser processado. A seguir tem-se uma breve descrição dos principais componentes utilizados na cabeça de reparo, à exceção dos sensores de rotação e posição, que serão descritos no item 3.2.1.

- O motor hidráulico possui potência de 50 KW (65 CV) e velocidade de rotação nominal de 8000 RPM. Devido às suas características construtivas é conhecido como motor de torque constante. O torque fornecido pelo motor depende unicamente da diferença de pressão do fluido hidráulico na entrada e saída do motor. Desta forma, o mesmo pode ser estimado pela equação fornecida pelo fabricante, bastando para isso conhecer a diferença de pressão do fluido hidráulico.
- A roda dentada foi inserida ao sistema para que o sensor de rotação fosse capaz de medir um sinal de frequência do tipo onda quadrada, que posteriormente é convertido em velocidade de rotação.
- O cilindro externo foi dimensionado para suportar uma pressão interna de 12 MPa (pressão capaz de gerar uma força axial de 70 [KN] no pino de queima. Para efetuar o seu dimensionamento foi utilizado o programa de elementos finitos ANSYS 6.0[®]. Como critério de aceitação utilizou-se o da tensão máxima equivalente de von Misses. Verificou-se, que para o aço utilizado, (DIN St 52, $\sigma_y = 370$ MPa), obteve-se um coeficiente de segurança superior a 3 (Figura 3.4).
- Para o dimensionamento da haste hidráulica utilizou-se como dado de entrada uma pressão externa de 12 MPa. Como critério de aceitação novamente utilizou-se o da tensão máxima equivalente de von Misses. Verificou-se que para o aço utilizado (ASTM 4140 $\sigma_y = 417$ MPa), obteve-se uma tensão máxima de 46,5 MPa (figura 3.5).
- O acoplamento utilizado é um acoplamento do tipo deslizante com curso máximo de 45 mm, torque nominal de 45 Nm e torque de pico máximo de 90 Nm.
- O eixo confeccionado em aço ASTM 4140 é apoiado em dois conjuntos de mancais de rolamento, para os quais são transmitidos os esforços axiais e tangenciais. Devido à elevada rotação do sistema (8000 RPM), os rolamentos, para que tivessem uma vida útil satisfatória, ficaram limitados a cargas de no máximo 50 KN axial e 10 KN tangencial, sendo esses os valores máximos de cargas que podem

ser utilizados durante o processamento de pinos. Dessa forma, o valor da carga axial máxima foi reduzido de 70 [kN] para 50 [kN].

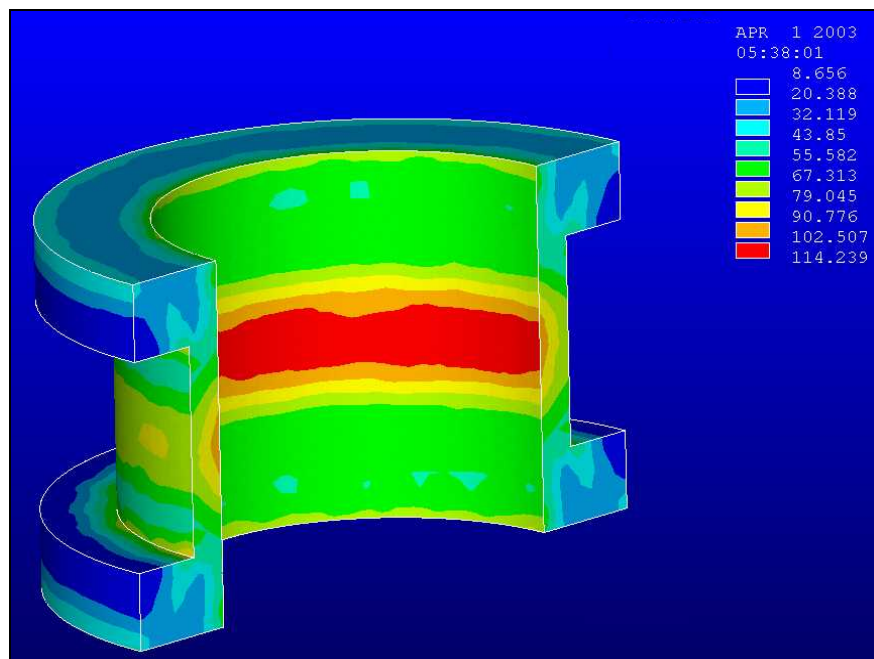


Figura 3.4: Análise por elementos finitos das tensões equivalentes de von Misses [MPa] no cilindro externo, quando submetido a uma pressão interna de 12 MPa.

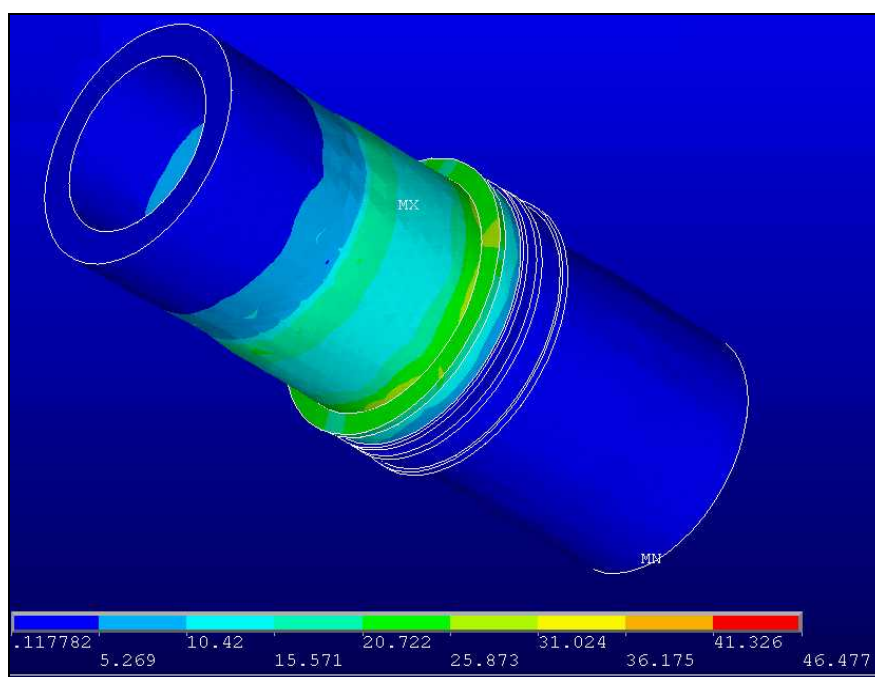


Figura 3.5: Análise das tensões equivalentes de von Misses [MPa] na haste hidráulica, quando submetida a uma pressão externa de 12 MPa.

3.1.3 Unidade Hidráulica

A unidade hidráulica (Figura 3.6) tem por finalidade básica prover energia tanto ao motor hidráulico, quanto à haste hidráulica. Dentre os componentes da unidade hidráulica, pode-se destacar como mais importantes o reservatório de óleo com capacidade de 400 litros, três conjuntos de moto-bombas, e o bloco de válvulas.

Cada conjunto de moto-bomba tem uma finalidade específica. O primeiro conjunto, com potência de 0,75 KW (1 CV), é responsável pela recirculação e filtragem do óleo. O segundo conjunto moto bomba, com potência de 1,5 KW (2 CV), é responsável por fornecer fluido à haste hidráulica com pressão de até 12 MPa, e vazão de 5 litros/min, o que garante uma velocidade máxima de deslocamento da haste de aproximadamente 11 mm/s. O terceiro e último conjunto moto bomba tem potência de 75 KW (100 CV), sendo responsável pelo acionamento do motor hidráulico. A vazão é de até 99 litros/min e pressão máxima da ordem de 35 MPa, o que garante um torque máximo no motor hidráulico de 57 Nm.



Figura 3.6: Foto da unidade hidráulica – Reservatório de óleo e moto-bombas.

O bloco de válvulas possui seis válvulas, sendo três responsáveis pelo controle lógico de pressão e vazão do fluido que aciona o motor hidráulico e três responsáveis pelo controle lógico de pressão e vazão do fluido que aciona a haste hidráulica (Figura 3.7). Ao ser bombeado do reservatório o fluido de acionamento do motor hidráulico passa inicialmente por uma válvula limitadora de pressão (pressão máxima de 35 MPa) com ajuste manual. Posteriormente o fluido passa por uma válvula direcional de arco elétrico (válvula de ventagem), acionada por sinal elétrico digital de 24 Volts. Esta válvula tem por objetivo fazer a recirculação do fluido quando o motor hidráulico não estiver sendo acionado. Finalmente o fluido hidráulico passa por uma válvula direcional proporcional com acionamento por sinal analógico de -10 a 10 Volts. Esta válvula tem por objetivo controlar a vazão de óleo para o motor hidráulico e por consequência a velocidade de rotação do motor (a velocidade de rotação do motor é diretamente proporcional à vazão de fluido hidráulico), sendo a sua principal característica o baixíssimo tempo de resposta (abertura de 0 a 100% em 15 ms).

A lógica hidráulica atuante na haste hidráulica (Figura 3.7) é bastante semelhante à vista anteriormente, sendo que neste caso a válvula limitadora de pressão permite um ajuste de pressão máxima de 12 MPa. Já a válvula de ventagem (válvula responsável pela recirculação do óleo quando a moto-bomba está ligada e o sistema – haste hidráulica – não está sendo alimentado de óleo) possui as mesmas características da usada no controle do motor hidráulico, diferenciando apenas pelas dimensões. Finalmente, a terceira válvula é uma válvula direcional proporcional acionada por sinal analógico de -10 a 10 Volts. Esta válvula permite o controle da pressão na haste hidráulica e como consequência o controle da força atuante no pino de queima. Esta válvula também permite limitar a vazão máxima de fluido, sendo possível através dela limitar a velocidade máxima de queima do pino (*Burn-off rate* máximo).

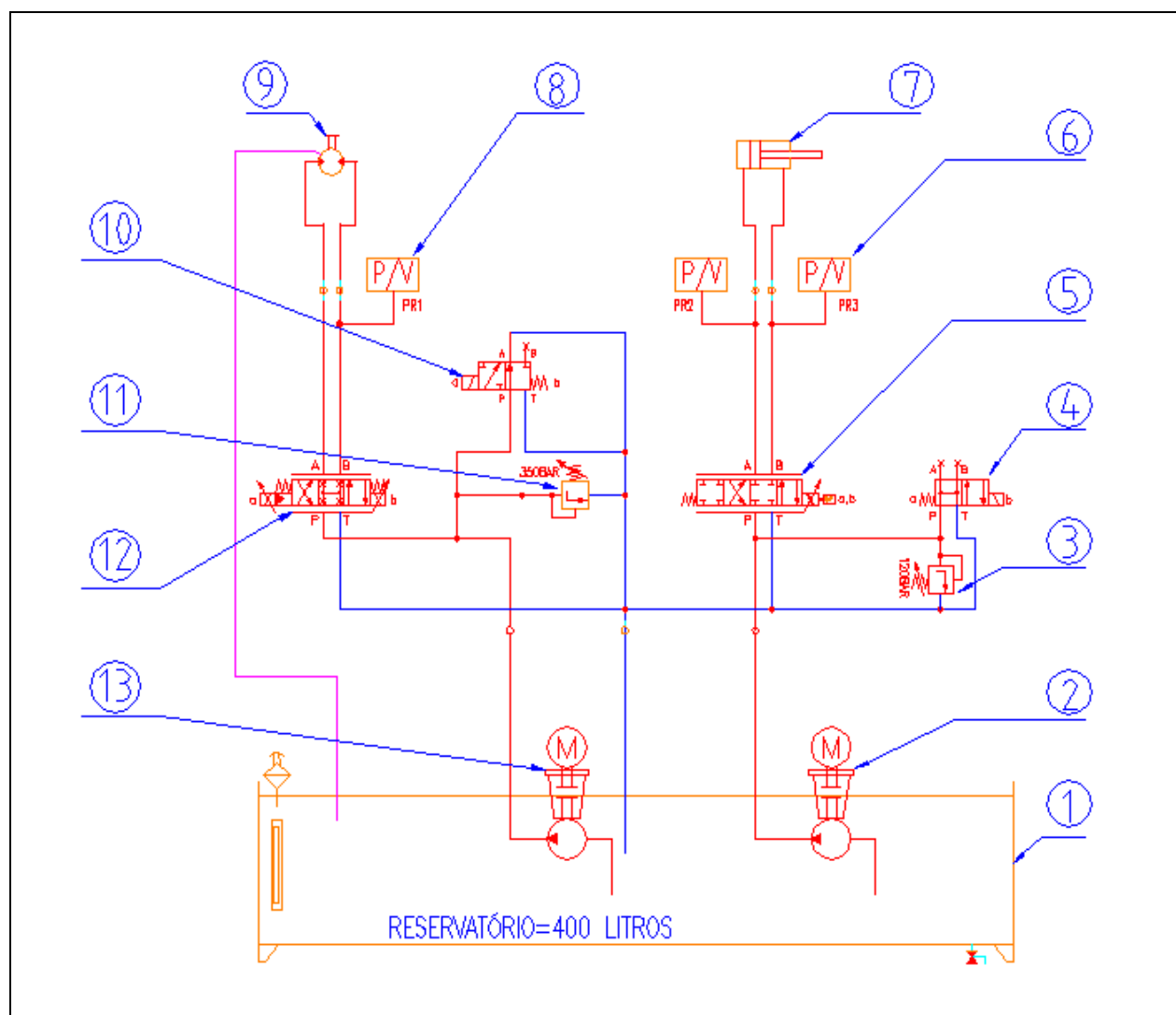


Figura 3.7: Diagrama esquemático da unidade hidráulica. 1) Reservatório; 2) Moto-bomba de acionamento da haste; 3) Válvula limitadora de pressão da haste; 4) Válvula de ventagem da haste; 5) Válvula direcional proporcional de controle da diferença de pressão da haste; 6) Sensores de pressão da haste; 7) Haste hidráulica; 8) Sensor de pressão do Motor hidráulico; 9) Motor Hidráulico; 10) Válvula de ventagem do motor hidráulico; 11) Válvula limitadora de pressão do motor hidráulico; 12) Válvula direcional proporcional de controle de vazão; 13) Moto-bomba de acionamento do motor hidráulico.

3.2 Sistema elétrico

O sistema elétrico de acionamento do equipamento de reparo de trincas (Figura 3.8) é composto basicamente pelos seguintes componentes:

- Disjuntor elétrico de 350 Ampéres;
- Painel elétrico – alimentado com tensão de 220 [Volts] e corrente máxima de 350 [A]. Em seu interior estão instaladas as fontes de tensão contínua (24 Volts; ± 15 Volts), cartões PID de controle de força axial e velocidade de rotação, cartões lógicos de condicionamento de sinal, relés, potenciômetros e chave estrela-triângulo para partida do motor elétrico de maior potência;
- Três motores elétricos – alimentados a partir do painel elétrico, o primeiro para acionamento da bomba que fornece fluido ao motor hidráulico tem potência de 75 KW (100 CV), sendo sua partida realizada através da chave estrela-triângulo; o segundo motor elétrico, para acionamento da bomba de recirculação de fluido tem, potência de 750 Watts (1 CV), com acionamento direto; o terceiro motor elétrico, para acionamento da bomba que fornece fluido à haste hidráulica, de potência de 1,5 KW (2 CV), também com acionamento direto.

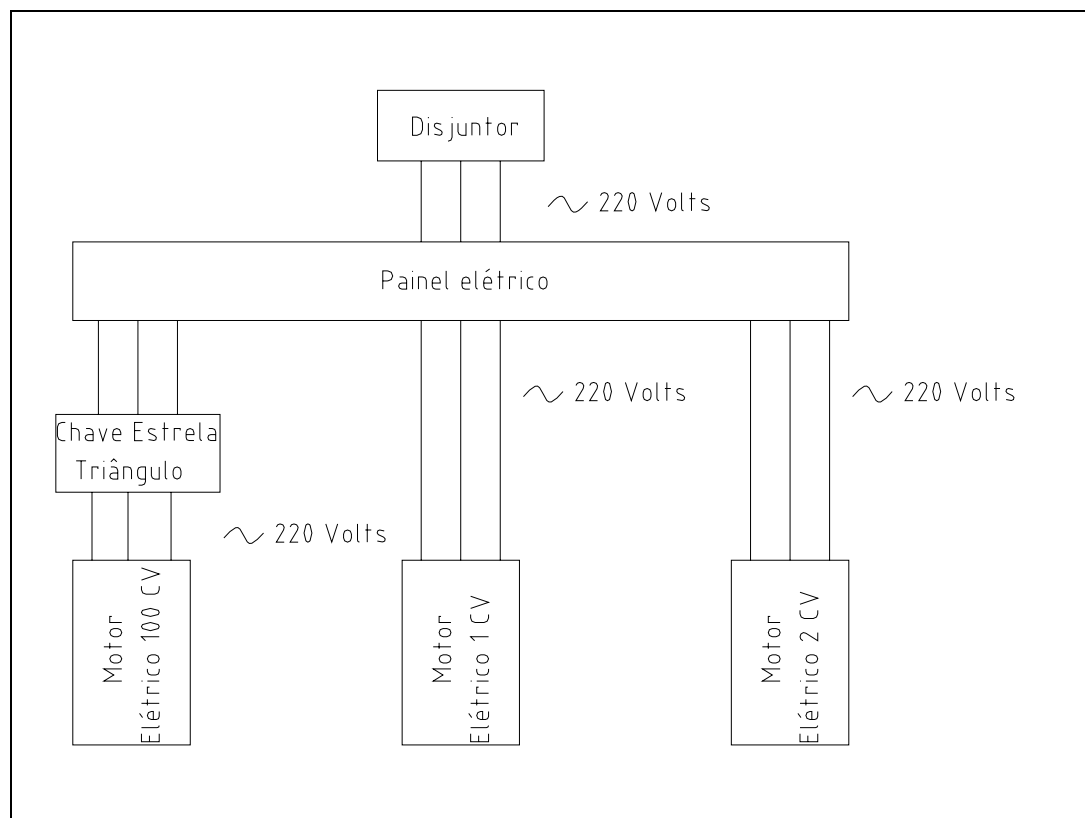


Figura 3.8.: Desenho esquemático da alimentação elétrica dos motores.

3.3 Sistema de controle

3.3.1 Componentes do sistema de controle

Devido à necessidade de um baixo tempo de resposta do sistema de controle, preferiu-se realizar o controle da UPPA via “hardware” utilizando para isto cartões analógico com algoritmo de controle PID. A figura 3.9 representa o fluxo de informações, transmitido via sinais analógicos do sistema de controle. Os principais componentes do sistema de controle são descritos a seguir.

- Sensor de posição resistivo, curso máximo $L = 75$ [mm]; alojado na cabeça de reparo do equipamento e alimentado por uma fonte de 6 Volts. Este mede o deslocamento axial do pino de queima, gerando um sinal de saída analógico 0 – 6 Volts, proporcional ao deslocamento do pino;
- Sensor de pressão de diafragma, pressão máxima $P = 35$ MPa; colocado na linha de retorno de fluido do motor hidráulico alimentado com tensão de 24 Volts. Mede a pressão na linha, gerando um sinal de saída de 0 – 10 Volts, que é proporcional ao torque no motor;
- Sensor de pressão de diafragma, pressão máxima $P = 10$ MPa; em número de dois, alojados na linha de pressão e retorno da haste hidráulica. Ambos são alimentados com 24 Volts, sendo seus sinais de saída de 0 – 10 Volts. A força atuante na haste é proporcional à diferença entre esses dois sinais;
- Sensor de aproximação, frequência máxima $f = 1$ kHz; alojado junto ao eixo à 2 mm de uma roda dentada de 6 dentes, alimentado com 15 Volts. Gera um sinal do tipo onda quadrada de frequência igual a 6 vezes a frequência de rotação do eixo e amplitude de 15 Volts;
- Cartões lógicos de condicionamento de sinal (figura 3.10); em número de dois foram desenvolvidos no âmbito desse trabalho, sendo que o primeiro tem a função de converter o sinal de frequência da rotação em um sinal analógico de 0 – 10 Volts, proporcional à velocidade de rotação do motor. Já o segundo, trata-se de um circuito subtrator, responsável por gerar um sinal 0 – 10 Volts, proporcional à diferença entre os sinais dos sensores de pressão alojados na linha de pressão e retorno da haste, que, por consequência, é proporcional à força axial no pino de queima;
- Cartão de controle PID da velocidade de rotação; este cartão é responsável pelo controle da velocidade de rotação do pino de queima. É feita uma comparação entre o valor de referência enviado pela CPU e o valor adquirido do cartão lógico de processamento do sinal da velocidade de rotação. A partir do processamento desses

dois sinais é enviado o sinal para maior ou menor abertura da válvula direcional proporcional de controle da rotação;

- Cartão de controle PID da força axial; responsável pelo controle da força axial. Este cartão recebe três sinais. O primeiro sinal é o de referência (-10 a 10 Volts) advindo da CPU e os outros dois são referentes aos sinais dos sensores de pressão alojados na linha de entrada e saída de fluido da haste hidráulica. O próprio cartão subtrai os sinais dos sensores e compara com o valor de referência, enviando um sinal que pode aumentar ou diminuir a abertura da válvula, ou ainda, no caso do retorno da haste, inverter a linha de pressão do fluido hidráulico;
- CPU – Pentium IV, 1.6 GHz – 512 Mb - Memória RAM, com uma placa de aquisição de dados modelo PCI DAS 1200 Jr; a CPU é responsável pela execução do algoritmo do processo de reparo de trincas, enviando através de sinais analógicos, por intermédio da placa de aquisição de dados, os valores de referência da velocidade de rotação e da força requerida para os respectivos cartões de controle. A CPU, também através da placa de aquisição de dados, recebe os sinais analógicos com informações em tempo real da força aplicada, da velocidade de rotação, do torque aplicado e do deslocamento axial. Finalmente, cabe à CPU a função de enviar os sinais digitais responsáveis pela abertura e fechamento das válvulas de ventagem e, também receber os sinais digitais de: alarme de temperatura elevada de óleo, sinal de segurança do painel elétrico e sinal do final da partida do motor elétrico de 100 CV.

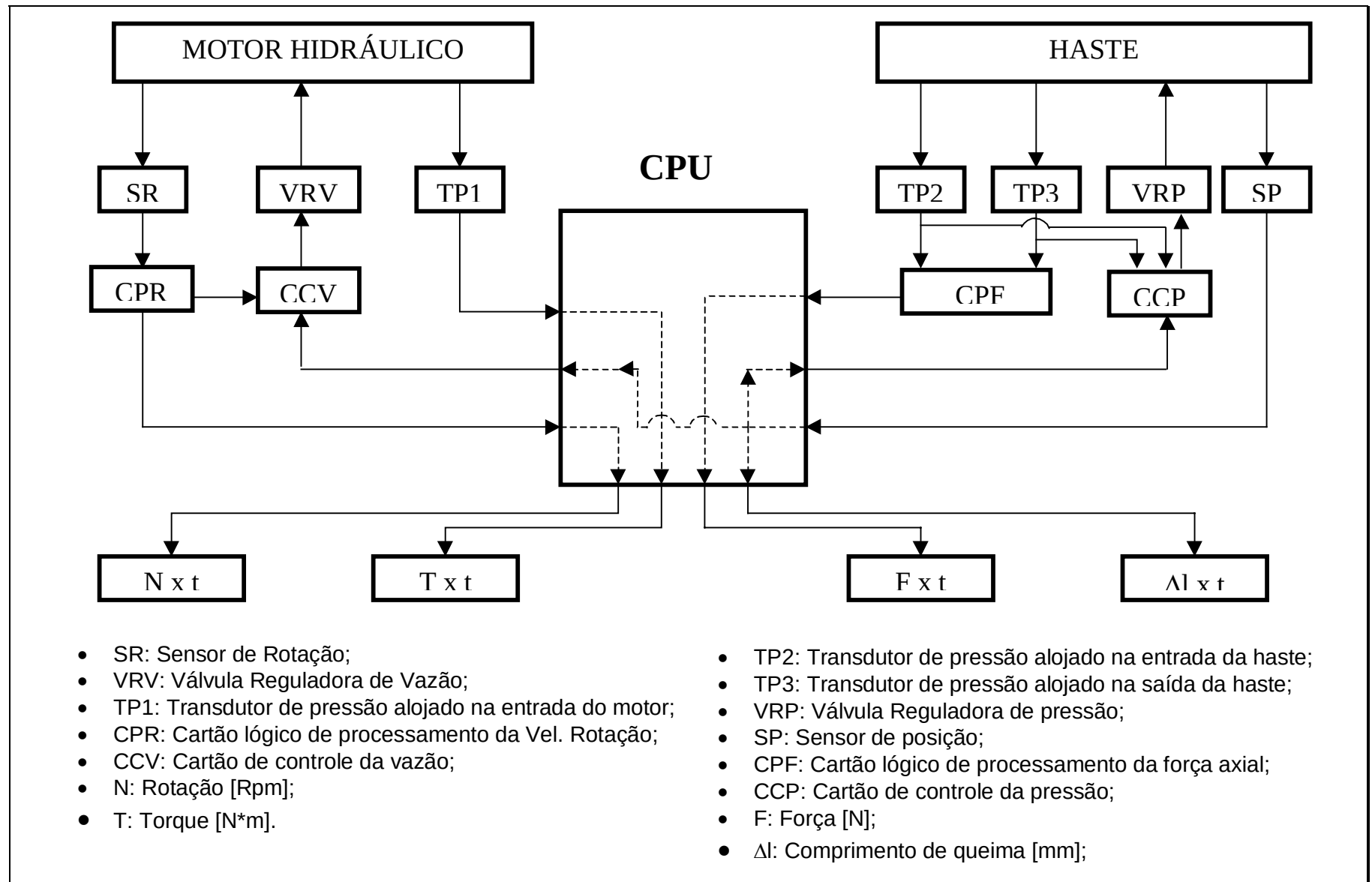


Figura 3.9: Fluxo de informações dos sinais analógicos de controle e monitoração das variáveis do processo de reparo de trinca.

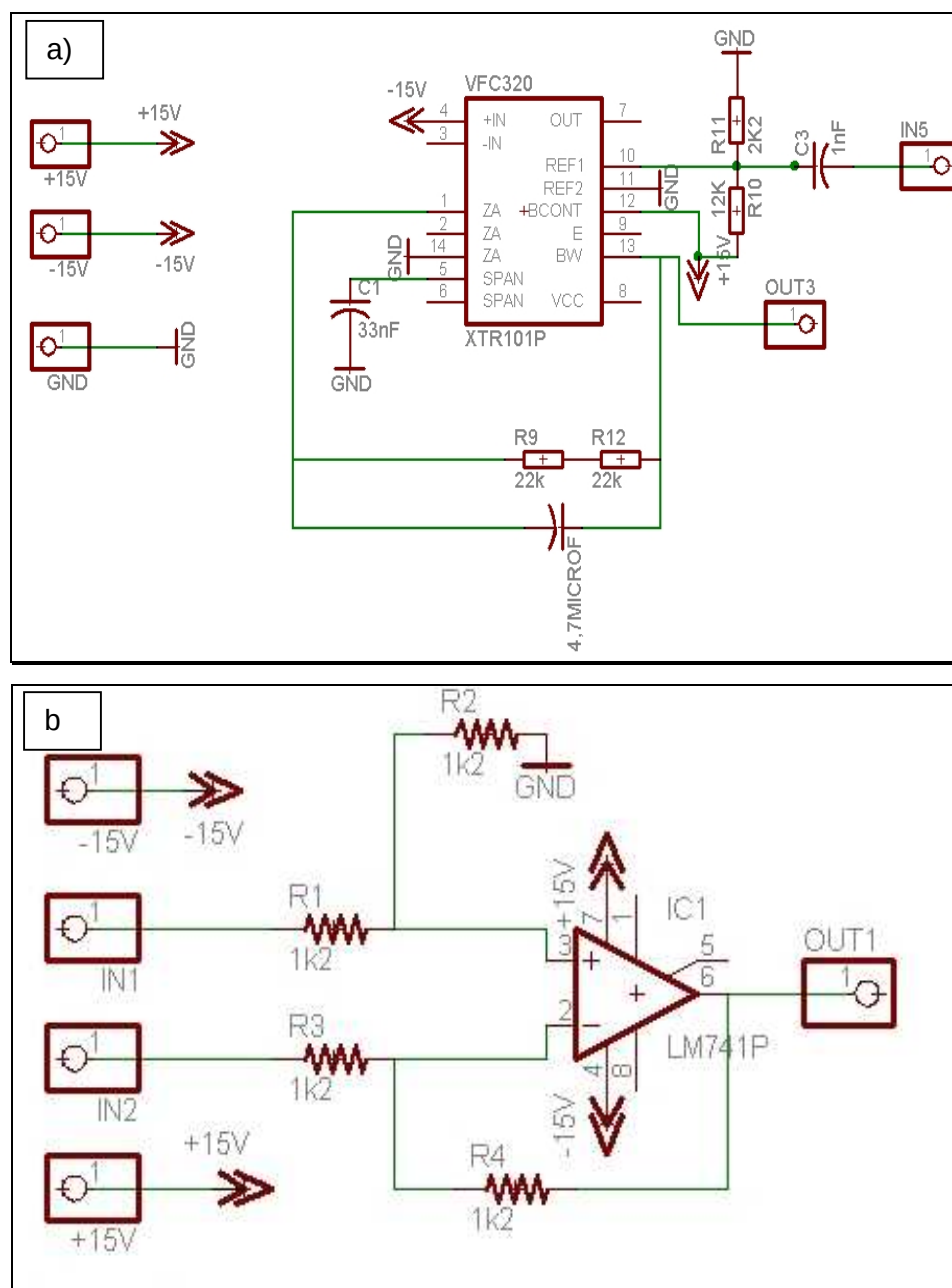


Figura 3.10: Representação esquemática dos cartões lógicos de condicionamento de sinal, a) Circuito lógico de condicionamento do sinal da rotação; b) Circuito lógico de condicionamento de sinal da força axial.

Além dos sinais analógicos descritos anteriormente, o sistema de controle também possui sinais digitais que têm atuação em componentes periféricos do equipamento, responsáveis não só pelo adequado funcionamento do equipamento, como também pela segurança patrimonial e pessoal.

Os sinais digitais trabalham em dois padrões de tensão diferentes. O primeiro, da placa de aquisição de dados, é de 0 – 5 Volts, e o segundo, do CLP, 0 – 24 Volts. Por isso, para que

houvesse a comunicação entre a placa de aquisição de dados e o CLP, foi necessário o desenvolvimento de dois “drivers”. O primeiro (figura 3.11) tem por função transformar o sinal de 24 Volts do CLP em 5 Volts e o segundo (figura 3.12) fazer a operação inversa, ou seja, transformar o sinal de 5 Volts da placa de aquisição em 24 Volts, possibilitando, assim, a perfeita comunicação entre os sinais digitais do CLP e da placa de aquisição de dados.

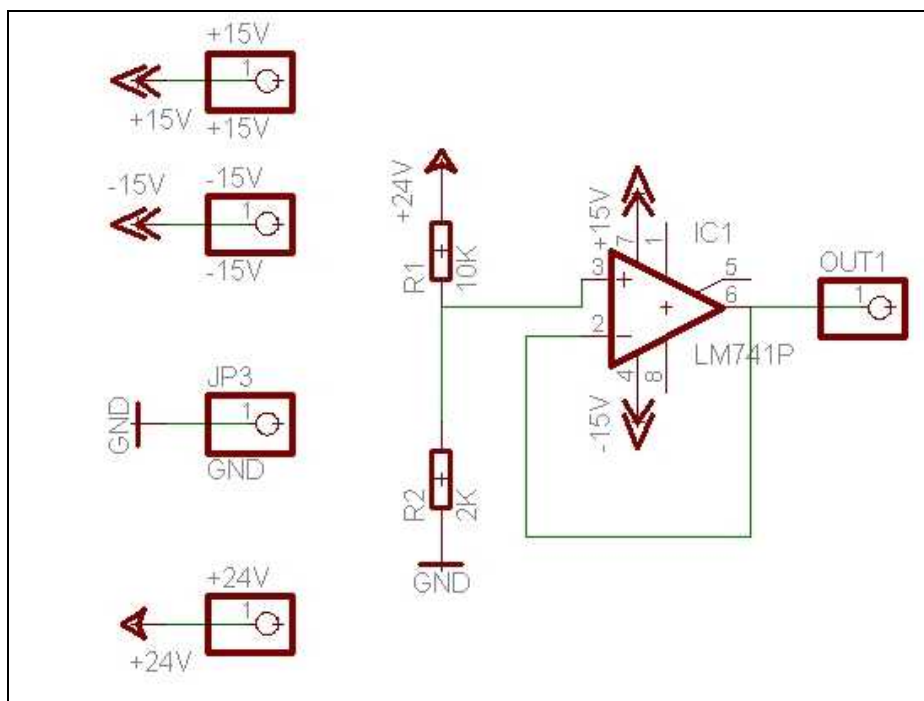


Figura 3.11: Representação esquemática do circuito conversor de 24 Volts P/ 5 Volts.

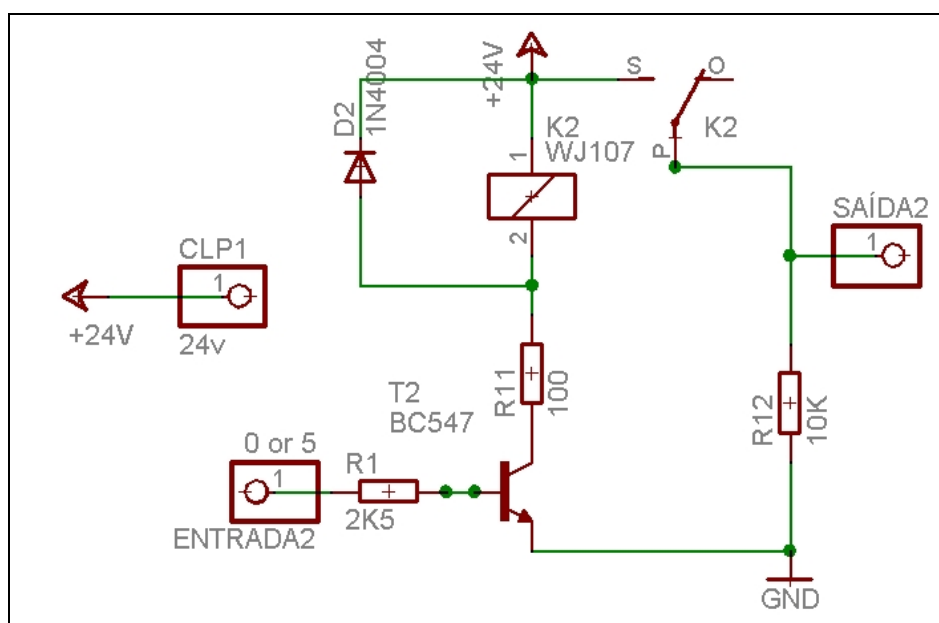


Figura 3.12: Representação esquemática do circuito conversor de 5 Volts P/ 24 Volts.

3.3.2 Programa de controle do processo de reparo de trincas

O programa de controle foi desenvolvido de forma interativa entre a confecção do algoritmo e a implementação do mesmo. Inicialmente, desenvolveu-se o algoritmo inicial de controle que, posteriormente, foi implementado em Labview 6.0[®]. Após a implementação do algoritmo foram observados os primeiros pontos de possíveis otimizações do programa. Esses pontos de otimização se referem principalmente à adequação do algoritmo à linguagem utilizada e à busca de um melhor desempenho do programa com a eliminação de possíveis erros no algoritmo. Esse processo de otimização e correção durou quase todo o período de desenvolvimento do projeto, o que culminou no algoritmo final representado nas Figuras de 3.13 a 3.17.

O algoritmo final ficou constituído de um laço principal (figura 3.13) indicativo de diferentes etapas de processo, e ainda de quatro sub-rotinas principais. A primeira subrotina é a de retorno da haste (Figura 3.14), na qual se estabelece o instante em que a haste hidráulica deve retornar para a posição superior do pino. A segunda subrotina, aqui denominada de fase de recobrimento (Figura 3.15) é acionada quando o equipamento é utilizado para a realização do processo de recobrimento por atrito (*"friction surfacing"*), no qual têm-se, além do movimento de rotação e translação axial do pino, o movimento simultâneo de translação de uma mesa de deslocamento monoaxial. Essa subrotina foi inserida ao programa tendo em vista a futura instalação de uma mesa de deslocamento monoaxial, que viria a possibilitar a realização do processo de recobrimento por atrito. É na terceira subrotina ou fase de "queima do pino" (Figura 3.16) que ocorre o processo de reparo de trincas. Nessa sub-rotina são aplicadas a força axial e a velocidade de rotação em um único estágio ou em vários estágios. A quarta e última rotina corresponde à fase de forjamento (Figura 3.17), que pode ou não ser utilizada.

Uma característica importante do programa desenvolvido é a interface do mesmo com o usuário. Através de uma janela gráfica é possível ao usuário informar o número de estágios requeridos, entrar com os valores de referência das variáveis de entrada (velocidade de rotação, força axial e comprimento de queima para cada estágio), indicar se deseja um processo com ou sem forjamento e, em caso positivo, indicar a força e o tempo de forjamento. Através do programa, o usuário também pode acompanhar em tempo real, por meio gráficos, o desenvolvimento dos valores das variáveis adquiridas. O mesmo também permite a exportação dos dados adquiridos em forma matricial para uma posterior análise dos resultados obtidos.

O programa ainda é dotado de um sistema de segurança que interrompe o processo, caso o valor de alguma variável desvie abruptamente do seu valor de referência. O programa pode ainda ser interrompido diretamente pelo operador, caso esse verifique algum erro ou falha no sistema.

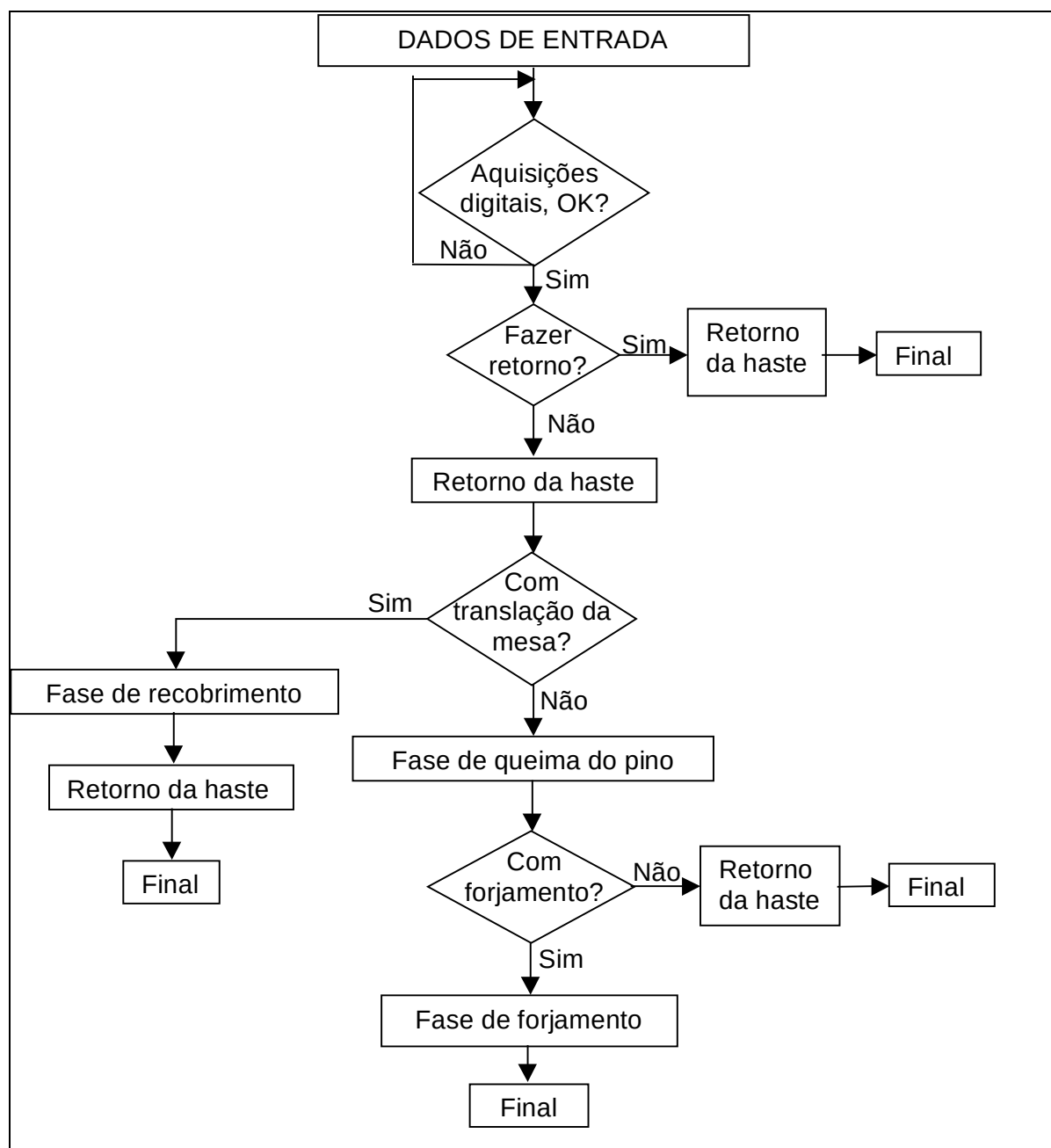


Figura 3.13: Laço principal do programa de controle do processo de reparo de trincas e recobrimento.

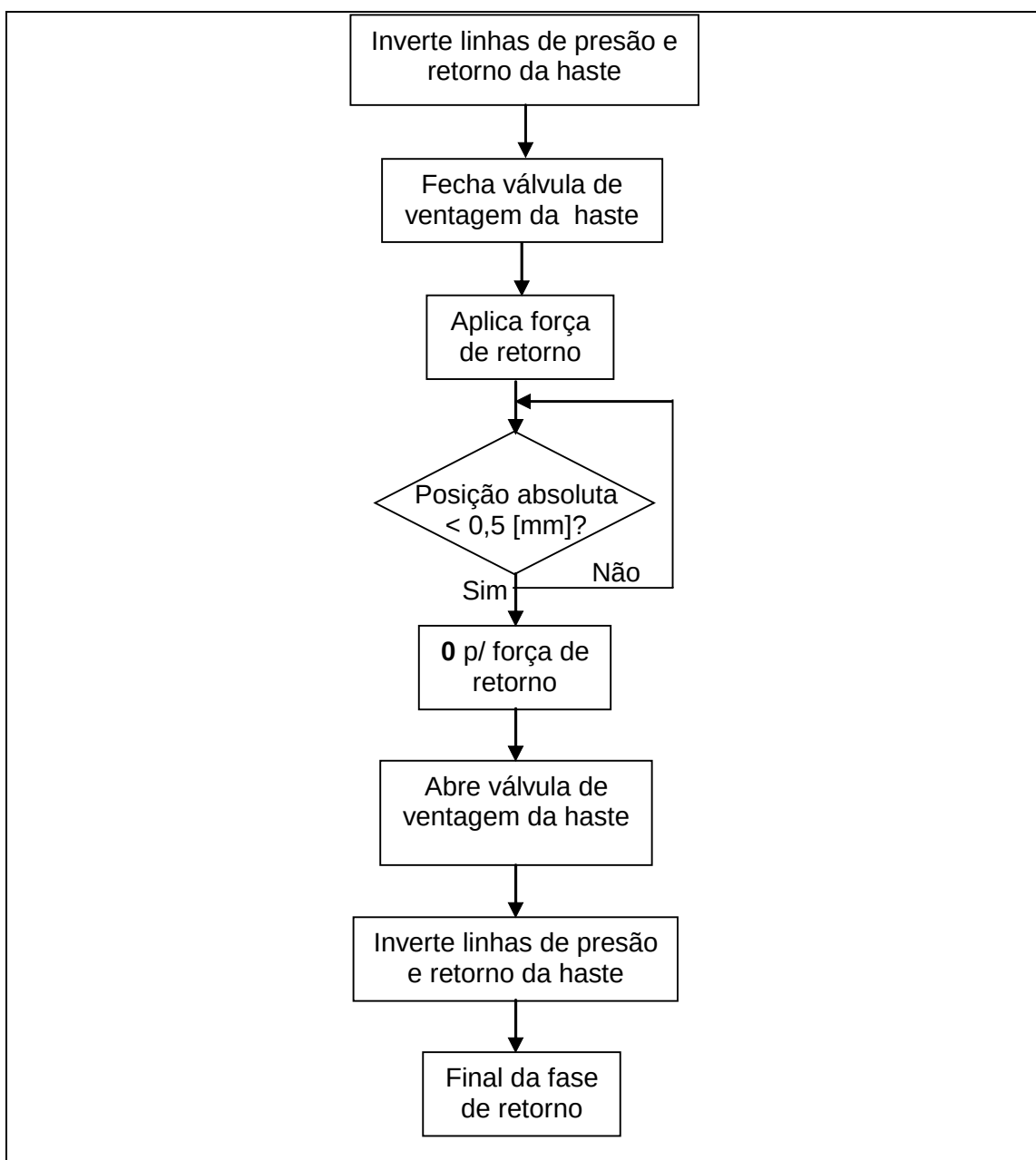


Figura 3.14: Subrotina de retorno da haste.

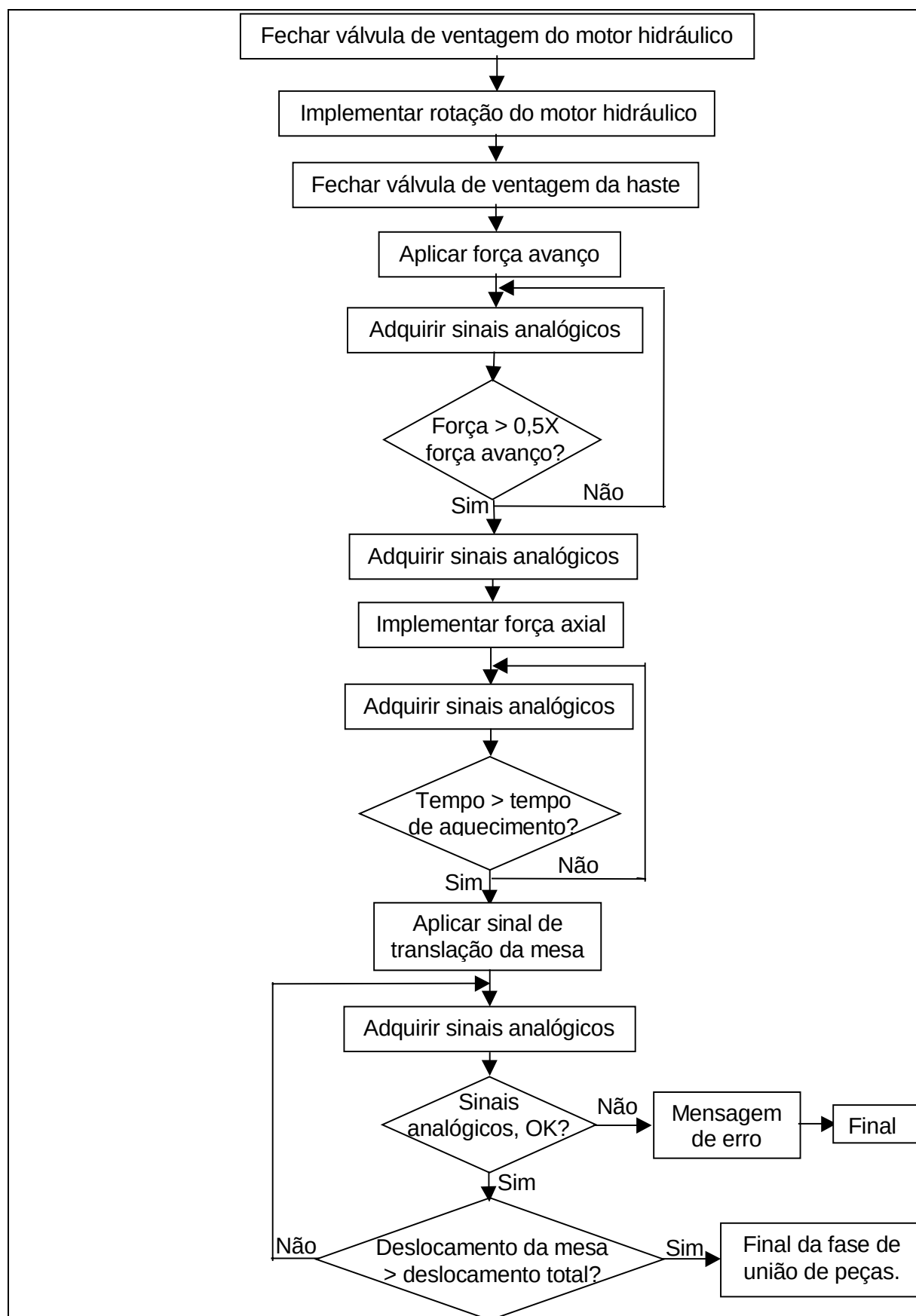


Figura 3.15: Subrotina – Fase de recobrimento.

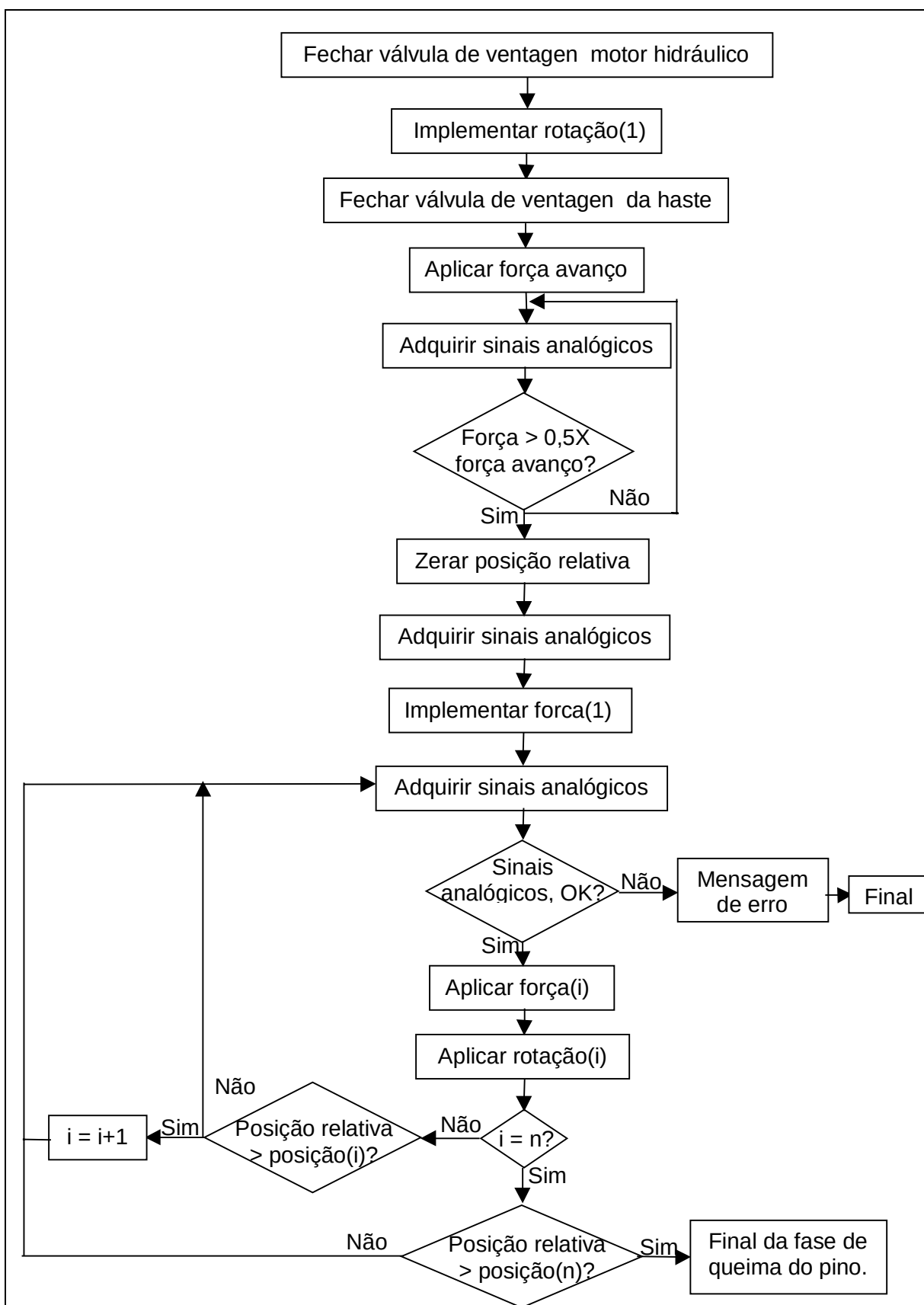


Figura 3.16: Subrotina da fase de “queima do pino”.

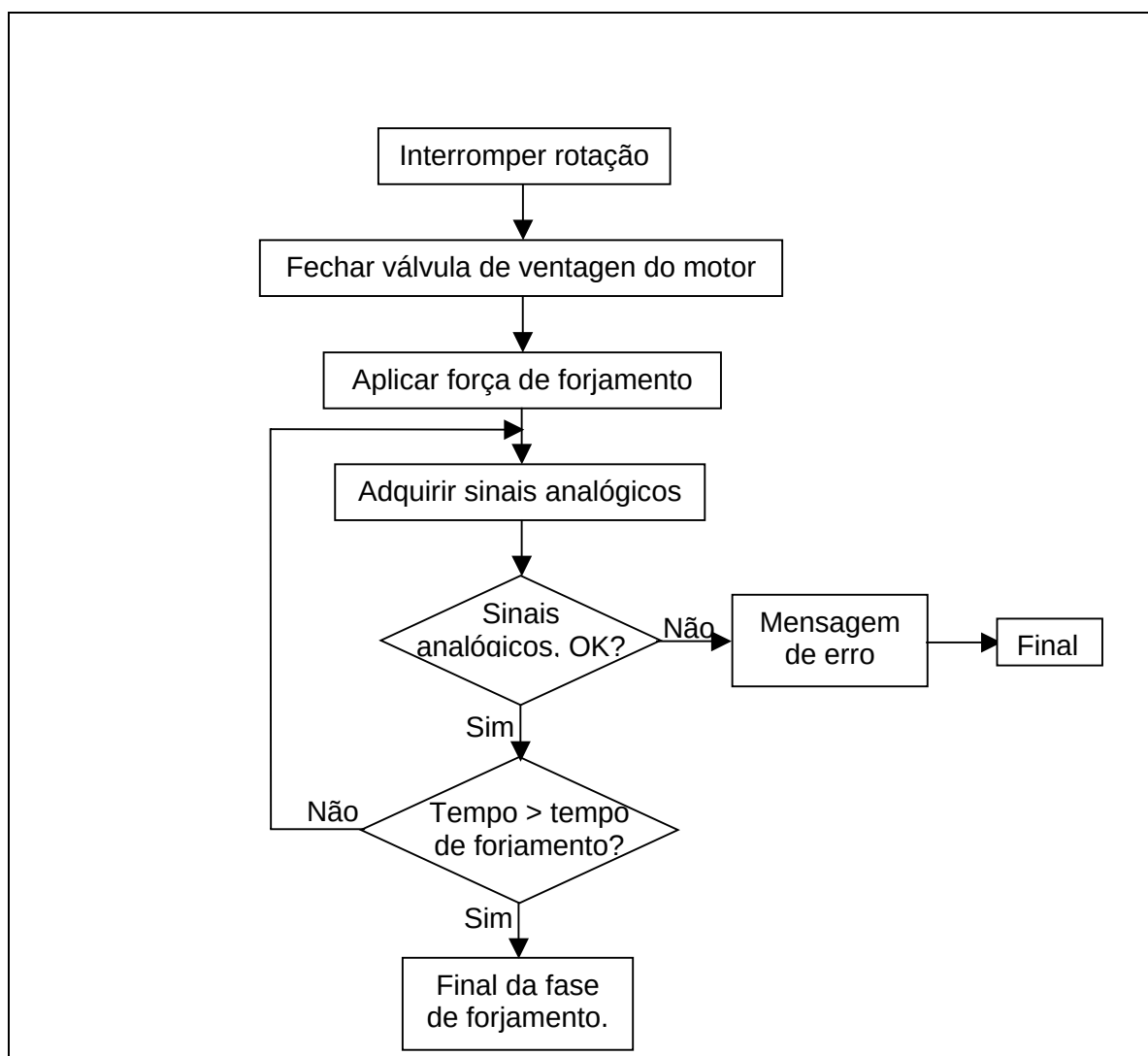


Figura 3.17: Subrotina da fase de forjamento do pino de queima.

Capítulo IV

Calibrações

4.1 Deslocamento axial

Para a calibração do sensor de deslocamento axial foram utilizados um paquímetro digital de resolução 0,01 mm e um multímetro portátil. Abaixo segue o procedimento utilizado para calibração do sensor.

1. Medição do valor da tensão de saída do sensor na posição de zero absoluto pela placa de aquisição e respectiva conferência com o multímetro;
2. Avanço da haste hidráulica até que ocorresse uma variação de 0,2 Volts na leitura da placa de aquisição;
3. Medição da tensão de saída do sensor via placa de aquisição e via multímetro, e medição do deslocamento axial com o paquímetro;
4. Repetição dos passos 2 e 3 até que a haste chegasse ao fim de curso;
5. Para uma melhor confiabilidade dos resultados, os passos de 1 a 4 foram repetidos por 3 vezes;
6. Plotagem da curva de calibração e obtenção da equação de conversão do valor lido de tensão em deslocamento axial.

A Figura 4.1 apresenta a curva de calibração do sensor de posição, pode-se perceber pela curva que trata-se de um sensor com grande linearidade com coeficiente de correlação igual à 0.99996 e cuja equação de conversão é descrita por:

$$y \text{ [mm]} = -12,66 \cdot V + 64,43; \text{ (4.1)}$$

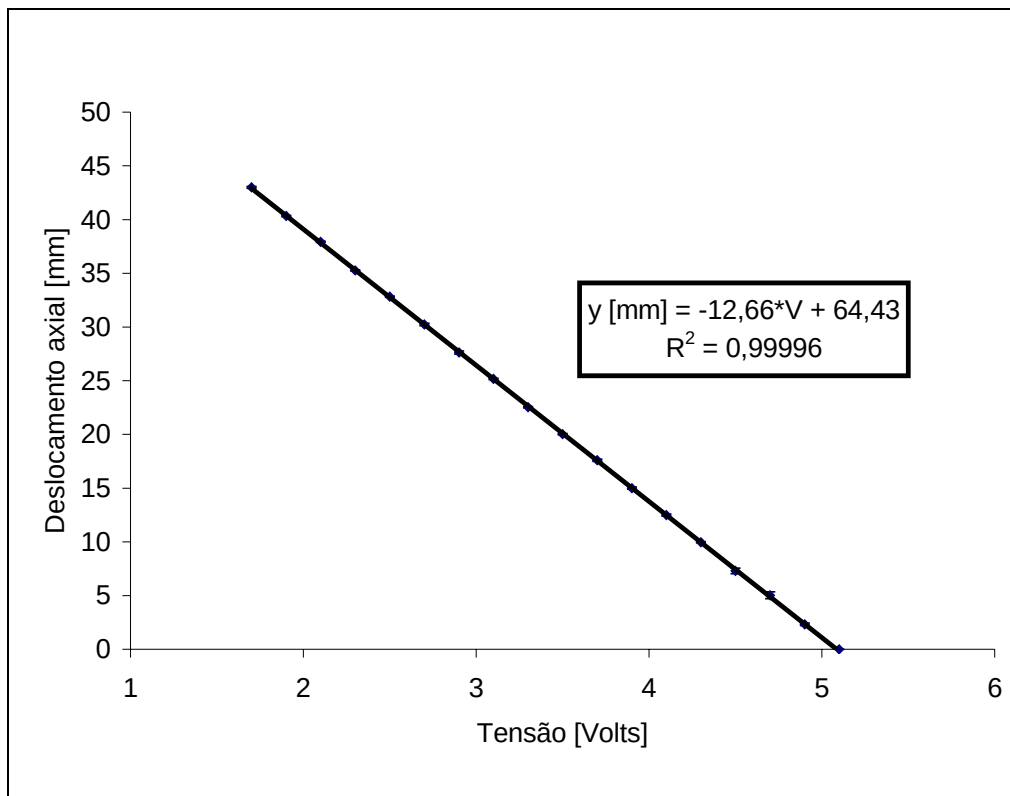


Figura 4.1: Curva de calibração do sensor de posição.

4.2 Calibração da força axial

Para calibração da força axial é necessário a calibração de dois sinais: o primeiro referente ao sinal de aquisição da força axial advindo do cartão lógico de condicionamento de sinal (circuito subtrator), responsável por processar a diferença entre o valor da pressão de fluido na entrada da haste da pressão do fluido da saída da haste. O segundo sinal é referente ao sinal de referência que é enviado da CPU para o cartão PID. A necessidade de fazer a calibração desses dois sinais é explicada pelo fato de que o ganho (fator multiplicador do sinal) do circuito de aquisição é diferente do circuito de envio de sinal.

Foram utilizados no procedimento de calibração uma célula de carga AKROS 50 KN, o respectivo condicionador de sinal e um multímetro portátil. Antes do procedimento de calibração foi feita uma aferição da célula de carga, na qual constatou o seu perfeito funcionamento e linearidade. A calibração da força axial contou com o seguinte procedimento:

1. Posicionamento e alinhamento da célula de carga;
2. Envio de um sinal de saída de força de -0,3 Volts, suficiente para o início do deslocamento axial da haste hidráulica;
3. Leitura do sinal adquirido do cartão de condicionamento de sinal da força (circuito subtrator) em Volts, via multímetro e via placa de aquisição de dados;
4. Leitura da força axial no conversor de sinal da célula de carga;
5. Aplicação de um sinal de saída de força -0,5 Volts e respectivas leituras conforme passos 3 e 4;
6. Incremento do sinal de saída de -0,5 Volts com respectivas leituras conforme passos 3 e 4 até o valor de saída do sinal da força chegar a -3,5 Volts o que corresponde à aproximadamente 50 KN.
7. Para uma melhor confiabilidade dos resultados, os passos de 2 a 6 foram repetidos 3 vezes;
8. Plotagem do gráfico de calibração do sinal de saída em função da força axial, e do sinal de aquisição também em função da força axial.

Após a execução do procedimento acima descrito foram obtidas as curvas de calibração da força axial (Figuras 4.2 e 4.3) e as respectivas equações de calibração. Em ambas as curvas, o valor do coeficiente de correlação foi de 0,9990, o que corresponde a um elevado grau de linearidade. Também, pode ser visto em ambas as curvas, que o desvio padrão é bastante reduzido mostrando uma ótima precisão e repetibilidade. As equações de calibração são descritas por:

- Sinal de saída da força axial: $V \text{ [Volts]} = -0,066 \cdot F \text{ [KN]} - 0,160$; (4.2)
- Aquisição da força axial: $F \text{ [KN]} = 15,26 \cdot V \text{ [Volts]} - 2,91$; (4.3)

Após a obtenção das equações 4.2 e 4.3 as mesmas foram inseridas no programa de controle do processo, fazendo a conversão da aquisição, dada em volts, para KN, e transformando a saída cuja entrada pelo usuário é em KN, em Volts.