

3 Concepção e Modelagem do Sistema

Neste capítulo, o manipulador pneumático flexível será introduzido através de seus modelos analíticos para nos casos 2D e 3D. Os cálculos referentes à cinemática direta de ambos os casos serão comentados e, posteriormente, o desenvolvimento dos protótipos preliminares será mostrado. Experimentos relacionados a cada modelo desenvolvido serão apresentados.

Uma versão 2D do manipulador pneumático proposto é formada por n elos ligados em série, atuados pneumaticamente. Cada elo é formado pela união de duas câmaras, atuadas pelas pressões p_1 e p_2 , conforme a Fig. 24.

elo individual

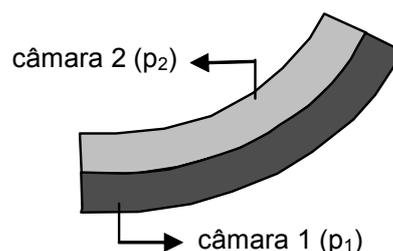


Figura 24: Representação de um elo do manipulador composto por duas câmaras

A diferença das pressões colocadas em cada câmara faz com que o manipulador se curve para uma determinada direção ou simplesmente se mantenha retilíneo, no caso de pressões iguais. Isso ocorre devido ao fato de que, ao pressurizar uma determinada câmara de um elo, a mesma sofrerá um alongamento (se ela possuir uma boa resistência a tensões radiais) ou retração (se ela permitir grandes deformações radiais, como é o caso do *Músculo de McKibben*) de tamanho ΔL . Como não existe movimentação entre as câmaras, isto é, as câmaras são fixas umas às outras, a câmara que não estiver sendo pressurizada terá que se ajustar ao novo tamanho da câmara que está presa a ela, tendendo então a se curvar para compensar a diferença de comprimento. Se a diferença de pressão for zero entre as câmaras, o comprimento de ambas será

igual e neste caso nenhuma curvatura será verificada. A Fig. 25 representa o modelo completo do manipulador 2D para um caso exemplo com três elos.

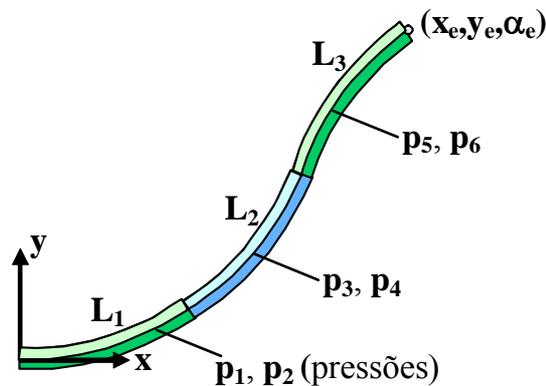


Figura 25: Modelo 2D do manipulador pneumático com 3 elos em série, sendo a posição da sua extremidade representada pelas coordenadas x_e , y_e e α_e

Neste caso, o manipulador possui 3 graus de liberdade (*Degree of Freedom – DOF*) em sua extremidade. Cada diferença de pressão gera um *DOF* de movimento e a média das pressões de cada elo gera mais um *DOF* relacionado à sua rigidez. O cálculo da cinemática direta, na robótica, consiste em, conhecendo-se os ângulos que as juntas de um sistema genérico de n -*DOF* fazem com o referencial da base e o comprimento de cada elo que o compõe, calcular qual a posição da extremidade do manipulador. No cálculo da cinemática direta do manipulador em estudo, os elos foram aproximados por arcos de círculo, como ilustra a Fig. 26.

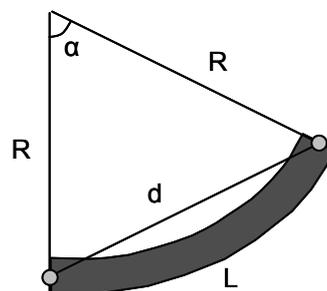


Figura 26: Elo do manipulador aproximado por um arco de círculo

Assumindo que o elo de comprimento L se deforme como um arco de círculo de ângulo α e raio R , o comprimento d da corda associada é:

$$d = 2R \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (2)$$

Sabendo que L é dado por:

$$L = R \cdot \alpha \quad (3)$$

podemos reescrever a eq. (2) da seguinte forma:

$$d = L \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\frac{\alpha}{2}} \quad (4)$$

Projetando as cordas de cada um dos elos nas direções x e y , obtêm-se as equações da cinemática direta do manipulador. As eqs. (5) e (6) descrevem a posição (x_e, y_e) da extremidade do manipulador. As constantes k_1 , k_2 e k_3 explicitadas na eq. (7) estão relacionadas à rigidez de cada elo do manipulador. Neste exemplo, considerou-se uma relação linear entre as diferenças de pressões e os ângulos α_1 , α_2 e α_3 das extremidades de cada elo. Dependendo do tipo de músculo utilizado, relações não-lineares podem estar presentes (como, por exemplo, os músculos artificiais MAS fabricados pela FESTO). De qualquer forma, as eqs. (5) e (6) continuam válidas desde que seja mantida a configuração em arco de círculo.

$$x_e = L_1 \cos\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}{\frac{\alpha_1}{2}} + L_2 \cos\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2}{2}\right) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_2}{2}\right)}{\frac{\alpha_2}{2}} + L_3 \cos\left(\alpha_1 + \alpha_2 + \frac{\alpha_3}{2}\right) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}{\frac{\alpha_3}{2}} \quad (5)$$

$$y_e = L_1 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}{\frac{\alpha_1}{2}} + L_2 \sin\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2}{2}\right) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_2}{2}\right)}{\frac{\alpha_2}{2}} + L_3 \sin\left(\alpha_1 + \alpha_2 + \frac{\alpha_3}{2}\right) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}{\frac{\alpha_3}{2}} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_2 - p_1 \\ p_4 - p_3 \\ p_6 - p_5 \end{bmatrix} \quad (7)$$

O ângulo α_e da extremidade do manipulador é dado por

$$\alpha_e = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 \quad (8)$$

A partir das equações acima descritas, é possível conhecer a posição e a orientação da extremidade do manipulador dadas as diferenças de pressões como entradas. As próximas seções desta dissertação apresentarão os diversos protótipos construídos para se desenvolver um músculo pneumático artificial de baixo custo que pudesse ser aplicado como atuador do manipulador pneumático proposto. Diversos projetos serão analisados, apresentando-se as vantagens e desvantagens detectadas em cada uma das gerações. O desenvolvimento de atuadores utilizando mangueiras sem reforço será visto a seguir.

3.1. Mangueiras sem Reforço

Inicialmente, mangueiras flexíveis de diversos diâmetros, espessuras, durezas e materiais foram pesquisadas com a finalidade de utilizá-las como membrana do músculo. Diversos experimentos foram realizados com os tipos mais comuns encontrados no mercado com o intuito de se adquirir experiência com os materiais disponíveis e verificar quais seriam os mais promissores para a construção do músculo. Optou-se pelo desenvolvimento de um músculo que se expandisse ao ser pressurizado devido à maior simplicidade de construção. A Fig. 27 ilustra algumas mangueiras utilizadas nos testes. Modelos analíticos baseados em algumas hipóteses serão vistos a seguir.



Figura 27: Mangueiras flexíveis diversas

3.1.1. Modelagem

A Fig. 28 ilustra a modelagem de uma mangueira de comprimento L_0 inicialmente sem pressão relativa ($p = 0$), sendo suas tensões axial, circunferencial e radial representadas por σ_a , σ_θ e σ_r , respectivamente, iguais a zero. A mangueira possui raio r_0 e espessura t_0 . Ao ser aplicada uma pressão, a mangueira sofre deformações, expandindo o seu comprimento de L_0 até L . A seguir, hipóteses são feitas com a finalidade de se conhecer a deformação causada por cada uma das tensões presentes na mangueira pressurizada. A Fig. 29 ilustra a mangueira pressurizada.

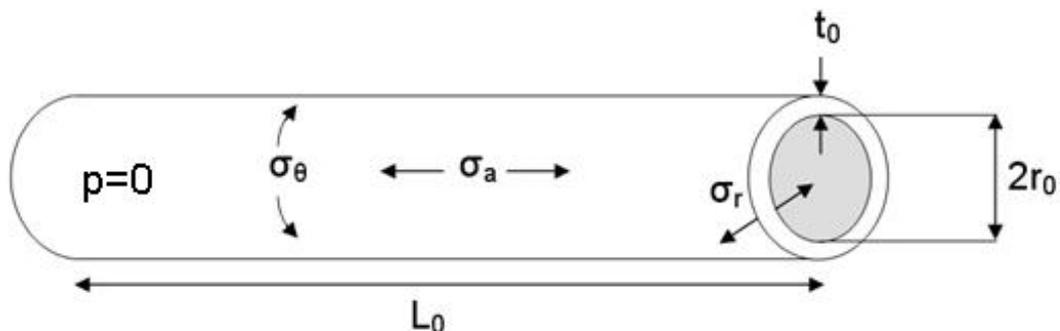


Figura 28: Mangueira sem pressão

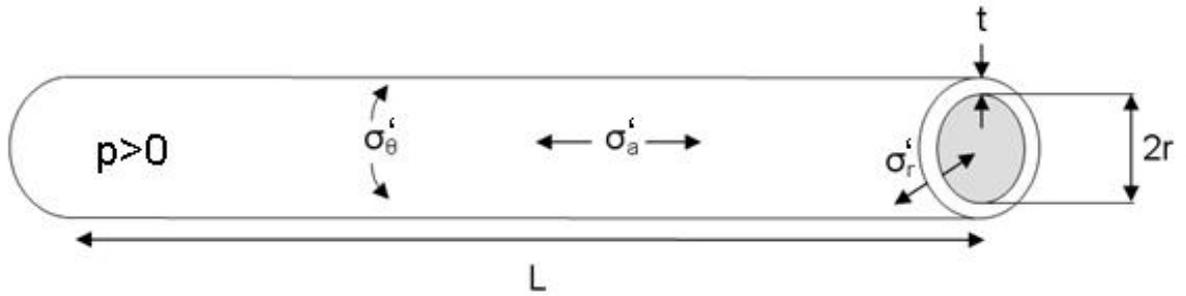


Figura 29: Mangueira pressurizada

Hipótese 1-a: Mangueira com paredes finas ($r_i \approx r_e \approx r$, $t \ll r$)

Numa primeira aproximação, considerou-se uma mangueira com paredes finas, vide Fig. 30. Sendo assim, pode-se aproximar o raio interno (r_i) e o raio externo (r_e) da mangueira por r , o raio médio.

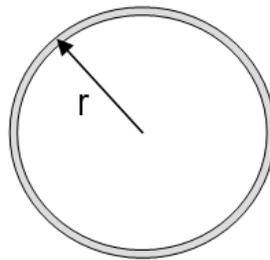


Figura 30: Perfil da mangueira com parede fina

As forças resultantes geradas pela tensão axial são ilustradas na Fig. 31.

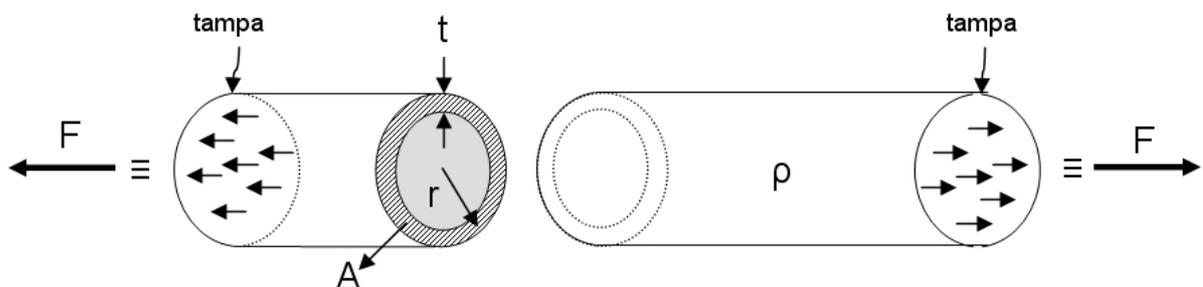


Figura 31: Forças resultantes geradas pela tensão axial

Dada uma mangueira fechada com tampas em suas extremidades, a tensão axial (σ_a) sofrida por ela será:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{p \cdot \pi r^2}{2\pi r \cdot t} = \frac{pr}{2t} \quad (9)$$

Para o cálculo da tensão circunferencial, tem-se (vide Fig. 32):

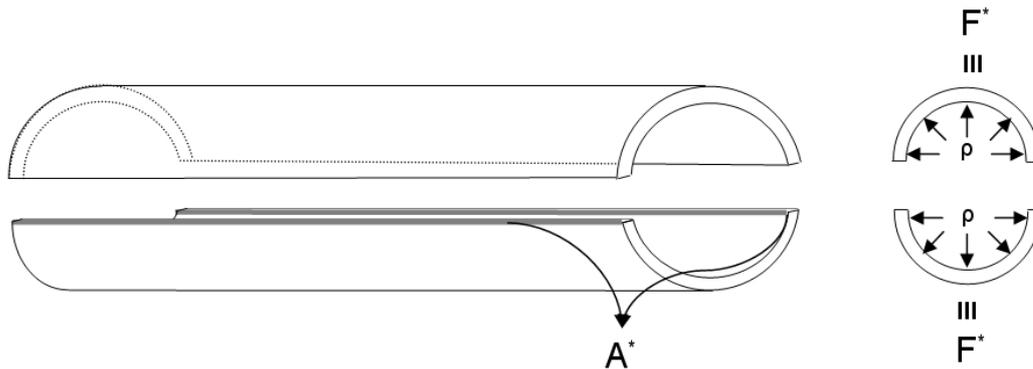


Figura 32: Forças resultantes geradas pela tensão circunferencial

$$\sigma_\theta = \frac{F^*}{A^*} = \frac{p \cdot 2r \cdot L}{2 \cdot t \cdot L} = \frac{pr}{t} \quad (10)$$

Por fim, a tensão radial se resume na pressão inserida dentro da mangueira, para parede interna

$$\sigma_r = -p \quad (11)$$

e para parede externa

$$\sigma_r = 0 \quad (12)$$

As deformações de engenharia são:

$$\varepsilon_{eng_a} = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (13)$$

$$\varepsilon_{eng_\theta} = \frac{2\pi r - 2\pi r_0}{2\pi r_0} = \frac{r - r_0}{r_0} \quad (14)$$

$$\varepsilon_{eng_r} = \frac{t - t_0}{t_0} \quad (15)$$

Como neste modelo são tratadas grandes deformações, é preciso usar deformações reais:

$$\varepsilon_a = \ln \frac{L}{L_0} \quad (16)$$

$$\varepsilon_\theta = \ln \frac{r}{r_0} \quad (17)$$

$$\varepsilon_r = \ln \frac{t}{t_0} \quad (18)$$

e assim calcular as tensões σ_a , σ_θ e σ_r pela Lei de *Hooke*:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} (\sigma_a - \nu \cdot (\sigma_\theta + \sigma_r)) \quad (19)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \cdot (\sigma_a + \sigma_r)) \quad (20)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \cdot (\sigma_a + \sigma_\theta)) \quad (21)$$

onde E é o módulo de elasticidade do material e ν o coeficiente de *Poisson*.

Hipótese 1-b: Mangueira com paredes grossas ($r_i < r_* < r_e$)

Nesta hipótese é considerada uma mangueira com paredes grossas. Sendo assim, a diferença existente entre o raio interno e o raio externo da mangueira é levado em consideração nos cálculos, assim como o parâmetro variável (r_*), como ilustra a Fig. 33.

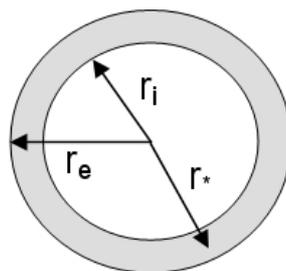


Figura 33: Perfil da mangueira com parede grossa

Partindo para o cálculo das tensões, tem-se a solução analítica exata:

$$\sigma_a = \frac{pr_i}{r_e^2 - r_i^2} \quad (22)$$

$$\sigma_\theta = \sigma_a \left(1 + \frac{r_e^2}{r_*^2}\right) \quad (23)$$

$$\sigma_r = \sigma_a \left(1 - \frac{r_e^2}{r_*^2}\right) \quad (24)$$

Com isso, as deformações reais ficam:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} (\sigma_a - \nu \cdot (\sigma_a + \sigma_a)) = \frac{1}{E} (\sigma_a - 0,5 \cdot (\sigma_a + \sigma_a)) = 0 \quad (25)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} \left(\sigma_a + \sigma_a \frac{r_e^2}{r_*^2} - \nu \cdot (2\sigma_a - \sigma_a \frac{r_e^2}{r_*^2}) \right) = \frac{1}{E} \cdot \frac{3}{2} \sigma_a \frac{r_e^2}{r_*^2} = \frac{1}{E} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{pr_i^2 r_e^2}{(r_e^2 - r_i^2) r_*^2} \quad (26)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \left(\sigma_a - \sigma_a \frac{r_e^2}{r_*^2} - \nu \cdot (2\sigma_a + \sigma_a \frac{r_e^2}{r_*^2}) \right) = -\frac{1}{E} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{pr_i^2 r_e^2}{(r_e^2 - r_i^2) r_*^2} = -\varepsilon_\theta \quad (27)$$

Na parede interna, $r_* = r_i$, portanto

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{pr_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \quad (28)$$

$$\varepsilon_r = -\varepsilon_\theta \quad (29)$$

$$r_i = r_{i0} e^{\varepsilon_r} \quad (30)$$

A eq. (30) deve ser resolvida de forma iterativa. Na parede externa, $r_* = r_e$,

logo

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{pr_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \quad (31)$$

$$t \cong t_0 e^{\varepsilon_\theta} \quad (32)$$

$$r_e = r_{e_0} e^{\varepsilon_r} \quad (33)$$

$$\varepsilon_r = -\varepsilon_\theta \quad (34)$$

As eqs. (32) e (33) precisam ser resolvidas iterativamente pois para grandes deformações não há expressões analíticas fechadas. Alguns experimentos realizados com mangueiras sem reforço são apresentados a seguir.

3.1.2. Experimento

O primeiro experimento realizado consistia em aumentar a pressão interna da mangueira utilizando-se um compressor para tal. Após alguns testes com vários tipos de mangueiras diferentes, optou-se pelo uso de mangueiras de silicone ($E = 7,5\text{MPa}$, $\nu = 0,5$) por apresentarem a melhor relação resistência-flexibilidade dentre as mangueiras disponíveis comercialmente, permitindo deformações significativas mesmo em pressões relativamente baixas como 6 bar. A mangueira utilizada no teste possuía as seguintes características: $L_0 = 750\text{mm}$ (comprimento inicial), $r_0 = 7,25\text{mm}$ (raio médio inicial), $t_0 = 2,5\text{mm}$ (espessura da parede inicial). Como visto anteriormente, a diferença de pressão entre as câmaras de um elo do manipulador faz com que o mesmo se curve em uma determinada direção. Para que a mangueira exercesse bem a sua função de membrana do músculo, ela teria que permitir uma boa deformação radial e uma boa resistência à deformação axial para que o seu comprimento fosse significativamente reduzido; ou então o inverso, apresentar uma boa resistência radial e uma boa deformação axial para que o seu comprimento fosse aumentado. Materiais que permitam deformações a partir de 15% do seu comprimento inicial já são fortes candidatos. Em qualquer uma das hipóteses a mangueira estaria pronta para ser utilizada como membrana. Utilizando:

$$\sigma_a \cong \frac{pr}{2t} \quad (35)$$

$$\sigma_\theta \cong \frac{pr}{t} \quad (36)$$

$$\sigma_r \cong 0 \quad (37)$$

tem-se (fazendo $\nu \cong 0,5$ para o silicone)

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} \left(\frac{pr}{2t} - 0,5 \frac{pr}{t} \right) \cong 0 \quad (38)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} \left(\frac{pr}{t} - 0,5 \frac{pr}{2t} \right) \cong \frac{1}{E} \cdot \frac{3}{4} \frac{pr}{t} \Rightarrow r = r_0 \cdot e^{\varepsilon_\theta} \quad (39)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \left(0 - 0,5 \left(\frac{pr}{2t} + \frac{pr}{t} \right) \right) \cong -\frac{1}{E} \cdot \frac{3}{4} \frac{pr}{t} \Rightarrow t = t_0 \cdot e^{\varepsilon_r} \quad (40)$$

Como a mangueira quase não alonga, pode-se assumir que $L \cong L_0$ e por isso a deformação axial é considerada zero, como mostra a eq. (38). As eqs. (39) e (40) devem ser resolvidas de forma iterativa, pois não apresentam soluções analíticas fechadas. Desse modo, temos $L \cong L_0$, $r > r_0$ e $t < t_0$.

Como esperado pelas equações acima, o comprimento da mangueira sem reforço quase não se alterou, uma vez que o coeficiente de *Poisson* do silicone é aproximadamente 0,5. A pressão máxima que cada uma das mangueiras suportou antes do rompimento variou entre 1 e 2 bar (estipulou-se como pressão máxima a ser utilizada durante os testes o valor de 7 bar por se tratar de um valor típico comercial e por estar dentro dos limites dos equipamentos utilizados durante os experimentos). Neste limiar de pressão, nenhuma das mangueiras sem reforço apresentou boas características para ser utilizada como membrana. A deformação radial aumentava até ocasionar a ruptura do material (Fig. 34) sem que houvesse uma mudança de comprimento significativo.



Figura 34: Ruptura da mangueira de silicone pelo excesso de pressão aplicada

Diversas configurações e arranjos envolvendo mangueiras com este tipo de material foram experimentados e serão analisados posteriormente. Como as mangueiras sem reforço utilizadas não apresentaram uma boa resistência radial por serem flexíveis nesta direção, alguns reforços foram aplicados para melhorar a resistência radial. O próximo item descreve a aplicação de anéis como reforço estrutural destas mangueiras.

3.2. Mangueiras Reforçadas por Anéis

Visto que os materiais das mangueiras sem reforço não apresentavam uma boa resistência na direção radial, alternativas que melhorassem essa resistência foram buscadas. Anéis utilizados em vedação (*o-rings*) foram acoplados às mangueiras para aumentar a sua resistência radial, permitindo a sua livre expansão axial.

Modelos matemáticos baseados em algumas hipóteses com a inclusão dos anéis são comentados a seguir.

3.2.1. Modelagem

A Fig. 35 ilustra a modelagem de uma mangueira de silicone reforçada com anéis muito rígidos. A seguir, hipóteses são feitas com a finalidade de se conhecer a deformação causada pelas tensões presentes na mangueira pressurizada.

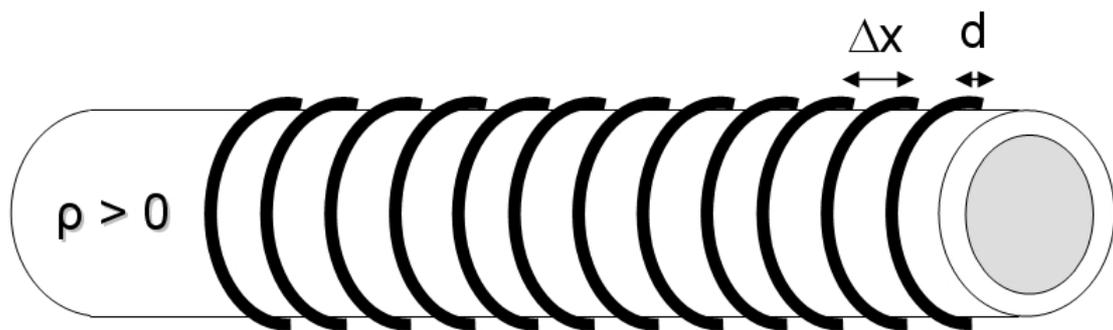


Figura 35: Mangueira de silicone pressurizada reforçada com anéis circulares

Hipótese 2-a: Mangueira com paredes finas ($r_i \approx r_e \approx r$, $t \ll r$)

Como os anéis não influenciam diretamente no alongamento, no caso da tensão axial, tem-se que:

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} \quad (41)$$

$$\sigma_\theta = (p - p_e) \frac{r}{t} \quad (42)$$

$$\sigma_r \cong 0 \quad (43)$$

A pressão externa é dada por p_e , sendo esta aproximadamente uniforme causada pelos anéis, vide Fig. 36. Considerando $\frac{r}{t} \gg 1$, a tensão radial é desprezada em comparação a σ_a e σ_θ .

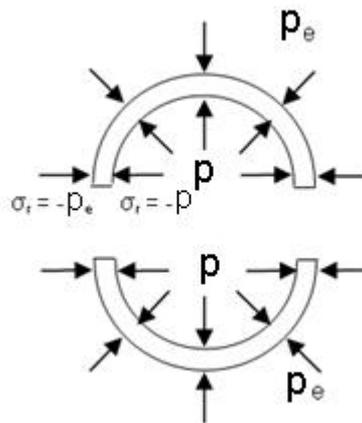


Figura 36: Tensões radiais presentes na mangueira

Conhecendo-se o valor final de r para o anel utilizado e sabendo que

$\varepsilon_\theta = \ln \frac{r}{r_0}$, tem-se que:

$$\varepsilon_\theta = \ln \frac{r}{r_0} = \frac{1}{E} \left[(p - p_e) \frac{r}{t} - \nu \left(\frac{pr}{2t} \right) \right] = \frac{1}{E} \left[\left(1 - \frac{\nu}{2} \right) p - p_e \right] \frac{r}{t} \quad (44)$$

Assim, a pressão p_e do anel que causaria o valor final de r será

$$p_e = -E \frac{t}{r} \ln \left(\frac{r}{r_0} \right) + \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) p \quad (45)$$

e as deformações radiais e axiais serão

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \left[0 - \nu \left(\frac{pr}{2t} + \frac{pr}{t} - \frac{p_e r}{t} \right) \right] = \frac{1}{E} \left[-\frac{3\nu}{2} \frac{pr}{t} + \nu \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \frac{pr}{t} - \frac{\nu E}{2} \ln \left(\frac{r}{r_0} \right) \right] = -\frac{1}{E} \frac{\nu(\nu+1)}{2} \frac{pr}{t} - \nu \ln \frac{r}{r_0} \quad (46)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} \left[\frac{pr}{2t} - \nu \left((p - p_e) \frac{r}{t} \right) \right] = \frac{1}{E} \left[\frac{pr}{t} + (0,5 - \nu) + \nu \frac{p_e r}{t} \right] = \frac{1}{E} 0,5(1 - \nu^2) \frac{pr}{t} - \nu \ln \frac{r}{r_0} \quad (47)$$

Na hipótese de se considerar σ_r diferente de zero, obtém-se um modelo mais refinado:

$$\sigma_r \cong -\frac{(p + p_e)}{2} \quad (48)$$

$$\varepsilon_\theta = \ln \frac{r}{r_0} = \frac{1}{E} \left[(p - p_e) \frac{r}{t} - \nu \left[\frac{pr}{2t} + \frac{-(p + p_e)}{2} \right] \right] = \frac{1}{E} \left[\left(1 - \frac{\nu}{2} \right) p - p_e \right] \frac{r}{t} + \frac{1}{E} \nu \frac{p + p_e}{2} \quad (49)$$

Assim,

$$E \ln \frac{r}{r_0} = p \left[\left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \frac{r}{t} + \frac{\nu}{2} \right] - p_e \left[\frac{r}{t} - \frac{\nu}{2} \right] \quad (50)$$

$$p_e = \frac{p \left[\left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \frac{r}{t} + \frac{\nu}{2} \right] - E \ln \frac{r}{r_0}}{\frac{r}{t} - \frac{\nu}{2}} \quad (51)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \left[-\frac{p + p_e}{2} - \nu \left(\frac{pr}{2t} + \frac{pr}{t} - \frac{p_e r}{t} \right) \right] \quad (52)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} \left[\frac{pr}{2t} - \nu \left[(p - p_e) \frac{r}{t} - \frac{(p + p_e)}{2} \right] \right] \quad (53)$$

Hipótese 2-b: Anel infinitamente rígido ($r = r_0$)

No caso de anéis muito mais rígidos que a mangueira, o raio final r seria igual ao inicial r_0 . Nesse caso, a pressão externa e as deformações estariam definidas por

$$p_e = \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)p \Rightarrow \sigma_\theta = \frac{\nu}{2} \frac{pr}{t} \quad (54)$$

$$\varepsilon_\theta = 0 \quad (55)$$

$$\varepsilon_r = -\frac{1}{E} \frac{\nu(\nu+1)}{2} \frac{pr}{t} \Rightarrow t = t_0 e^{\varepsilon_r} \quad (56)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} \frac{(1-\nu^2)}{2} \frac{pr}{t} \Rightarrow L = L_0 e^{\varepsilon_a} \quad (57)$$

Note que $\varepsilon_r = -\varepsilon_a$

As eqs. (56) e (57) devem ser resolvidas de forma iterativa devido à ausência de equações analíticas fechadas para a sua solução. A deformação axial máxima seria definida por

$$\varepsilon_{aMáximo} = \frac{1}{E} (1-\nu^2) \left(\frac{pr}{2t}\right)_{Máximo} = \frac{1}{E} (1-\nu^2) \sigma_R = (1-\nu^2) \varepsilon_{elR} \quad (58)$$

onde σ_R seria a tensão de ruptura e ε_{elR} a máxima deformação elástica do material antes da ruptura.

Na hipótese de se considerar σ_r :

$$p_e = \frac{p \left[\left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{r_0}{t} + \frac{\nu}{2} \right]}{\frac{r_0}{t} - \frac{\nu}{2}} \quad (59)$$

Nesta consideração, as eqs. (56) e (57) referentes às deformações radial e axial não sofreriam alterações. A deformação circunferencial ε_θ seria igual a zero devido ao reforço do anel rígido.

Hipótese 2-c: Anel com rigidez E' e Poisson ν'

Nesta situação, cada anel, de espessura d , tem que suportar a pressão p_e ao longo de uma distância $(d+\Delta x)$, onde Δx é a distância de espaçamento entre dois anéis consecutivos, vide Fig. 37.

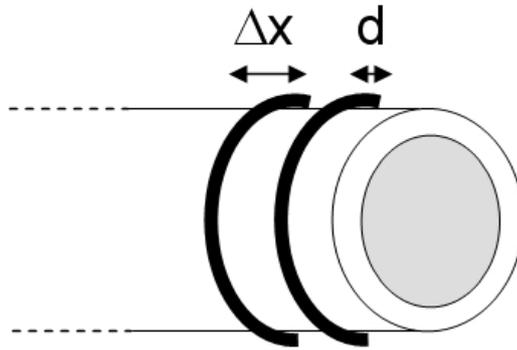


Figura 37: Anéis reforçando a mangueira, espaçados de uma distância Δx

A Fig. 38 apresenta a tensões agindo sobre o anel

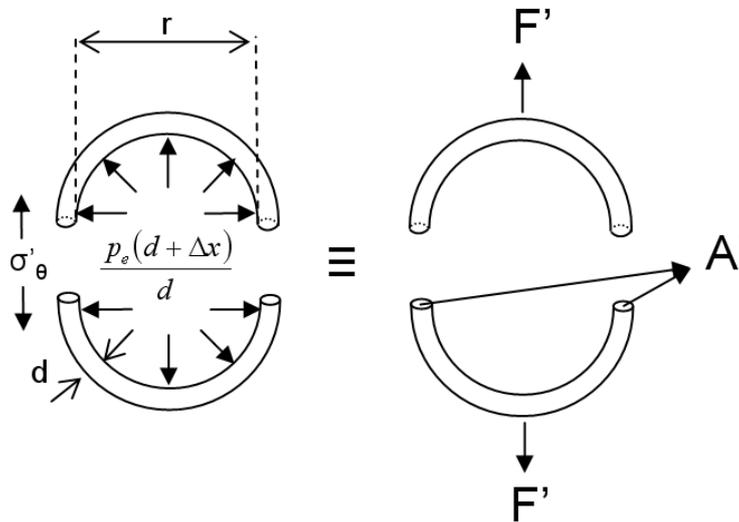


Figura 38: Tensões agindo sobre o anel

As tensões circunferenciais em cada anel são dadas por

$$\sigma'_{\theta} = \frac{F'}{A'} = \frac{p_e \frac{L}{n} 2r}{2\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{p_e d_0 \frac{L}{L_0} 2r}{2\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{p_e \frac{d + \Delta x}{d} 2r}{2\pi \frac{d^2}{4}} \quad (60)$$

Se houver n anéis, note que:

$$\begin{aligned} L_0 &= nd_0 \\ L &= n(d + \Delta x) \end{aligned} \rightarrow \frac{d + \Delta x}{d} = \frac{L}{L_0} \quad (61)$$

Assim,

$$\sigma'_{\theta} = p_e \frac{L}{L_0} \frac{4rd_0}{\pi d^2} \quad (62)$$

$$\sigma'_a = 0 \quad (63)$$

e como $\frac{r}{d} \gg 1$, então

$$\sigma'_r \cong 0 \quad (64)$$

Tem-se então

$$\varepsilon'_{\theta} = \frac{1}{E'} [\sigma'_{\theta} - \nu(\sigma'_a + \sigma'_r)] = \frac{p_e}{E'} \frac{L}{L_0} \frac{4rd_0}{\pi d^2} \quad (65)$$

e como

$$\varepsilon'_{\theta} = \ln \frac{r}{r_0} \quad (66)$$

logo

$$p_e = E' \frac{L_0}{L} \frac{\pi d^2}{4rd_0} \ln \frac{r}{r_0} \quad (67)$$

Igualando a eq. (67) à eq. (45), tem-se:

$$\left(E' \frac{L_0}{L} \frac{\pi d^2}{4rd_0} + E' \frac{t}{r} \right) \ln \frac{r}{r_0} = \frac{3}{4} p \quad (68)$$

A eq. (68) deve ser resolvida iterativamente até que ela convirja para um determinado valor.

Note que $\varepsilon'_r = \frac{1}{E'} [-\nu' \sigma'_{\theta}] = -\nu' \varepsilon'_{\theta}$, e $d = d_0 e^{\varepsilon'_r}$

Na hipótese de se considerar a tensão radial σ_r , igualando-se as eqs. (67) e (51), tem-se que:

$$p_e = E' \frac{L_0}{L} \frac{\pi d^2}{4rd_0} \ln \frac{r}{r_0} = \frac{p \left[\left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \frac{r}{t} + \frac{\nu}{2} \right] - E \ln \frac{r}{r_0}}{\frac{r}{t} - \frac{\nu}{2}} \quad (69)$$

$$\left(E' \frac{L_0}{L} \frac{\pi d^2}{4 r d_0} \ln \frac{r}{r_0} \right) \left(\frac{r}{t} - \frac{\nu}{2} \right) + E \ln \frac{r}{r_0} = p \left[\left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \frac{r}{t} + \frac{\nu}{2} \right] \quad (70)$$

A eq. (70) também deve ser resolvida iterativamente, pois não pode ser resolvida analiticamente.

Alguns experimentos realizados com mangueiras reforçadas com anéis são apresentados a seguir.

3.2.2. Experimento

Os diversos tipos de anéis utilizados nos experimentos são comentados a seguir. As características da mangueira de silicone ($E = 7,5\text{MPa}$, $\nu = 0,5$) utilizada nos experimentos são: $L_0 = 750\text{mm}$ (comprimento inicial), $r_0 = 7,25\text{mm}$ (raio médio inicial), $t_0 = 2,5\text{mm}$ (espessura da parede inicial), $S_u = 10\text{MPa}$ (resistência à ruptura do silicone), $d_e = 17\text{mm}$ (diâmetro externo) e $d_i = 12\text{mm}$ (diâmetro interno).

Anel Flexível

Anéis flexíveis foram os primeiros tipos utilizados como reforço radial para a mangueira de silicone (Fig. 39). Anéis com materiais flexíveis são utilizados principalmente para garantir a vedação de sistemas e equipamentos. São fabricados em diferentes tipos de materiais como fluorelastômeros, silicone, butadieno-acrilonitrila, EPDM, PTFE, NBR, etc. Foram utilizados anéis de butadieno-acrilonitrila ($E = 30\text{MPa}$, $\nu \cong 0.5$) de diversos diâmetros e espessuras para os experimentos com a mangueira. Por ser flexível, foi necessário utilizar anéis cujo diâmetro interno fosse menor do que o diâmetro externo da mangueira para que, durante a pressurização da mesma, o anel permitisse a expansão do diâmetro da mangueira até valores próximos ao seu diâmetro original. Dessa forma, o anel era montado comprimindo a mangueira radialmente, como mostra a Fig. 40.



Figura 39: Anéis flexíveis



Figura 40: Mangueira de silicone com os anéis flexíveis

Ao ser pressurizada, a mangueira aos poucos adquire o seu diâmetro original. De acordo com o diâmetro interno dos anéis utilizados, essa compressão inicial era variável. Na Tabela 1 são mostrados os resultados da deformação axial de duas mangueiras de silicone montadas cada uma com um tipo de anel. A Fig. 41 reproduz os mesmos resultados num gráfico. Foram testados dois tipos de anéis, o primeiro com diâmetro interno 12,36mm e espessura 2,62mm, e o segundo com diâmetro interno 15,54mm e mesma espessura. Note que os anéis disponíveis tinham diâmetros internos significativamente menores que o diâmetro externo da mangueira de silicone, inserindo pré-tensões que não foram incorporadas nos modelos apresentados anteriormente. A mangueira foi pressurizada até o seu limite antes do rompimento.

Tabela 1: Comprimento da mangueira de silicone em função da pressão interna inserida

| Pressão (bar) | L (mm) | |
|---------------|---------------------------------|---------------------------------|
| | anel ($d_i = 12,36\text{mm}$) | anel ($d_i = 15,54\text{mm}$) |
| 0 | 430 | 540 |
| 1 | 435 | 560 |
| 2 | 440 | 620 |
| 3 | 455 | 700 |
| 4 | 500 | 720 |
| 5 | 570 | - |
| 6 | -* | - |

* rompimento da mangueira

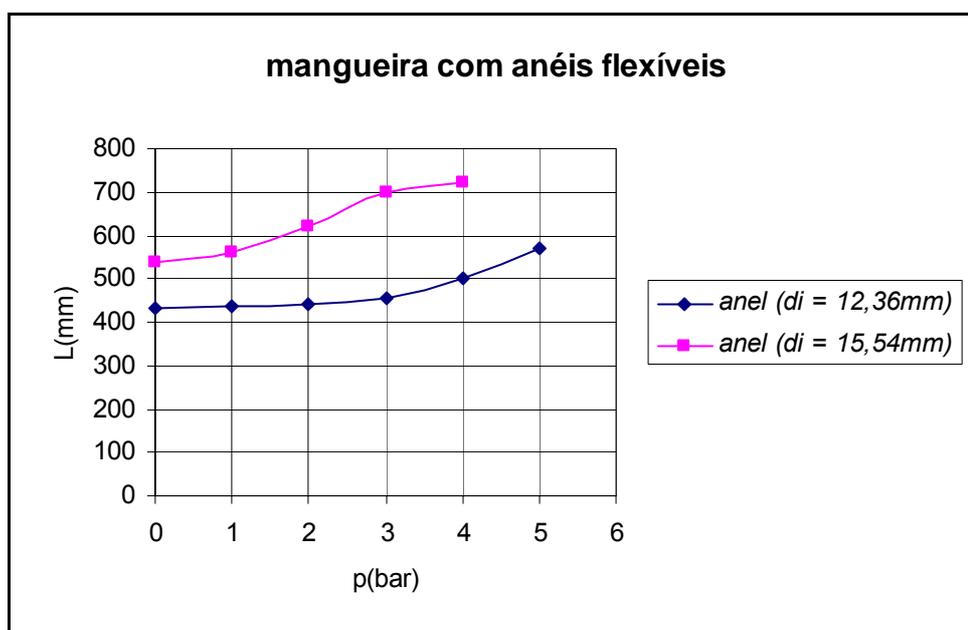


Figura 41: Comprimento da mangueira de silicone com anéis flexíveis em função da pressão interna inserida

A deformação obtida (até a pressão máxima suportada) em cada um dos casos foi bastante expressiva. A mangueira com anéis de maior diâmetro apresentou uma deformação de ruptura de 33,3% em relação ao seu comprimento inicial, enquanto que para o outro caso a deformação de ruptura foi de 32,5%. É notável que com o anel de diâmetro menor, a mangueira suportou maiores pressões. Isto se explica por dois motivos: primeiro, a pré-tensão fez com que o

diâmetro inicial da mangueira fosse menor do que com o outro anel, permitindo-a resistir a pressões maiores com menos deformação circunferencial. Além disso, o comportamento não linear do acrilonitrila-butadieno faz com que seu módulo de elasticidade aumente com a deformação, desse modo o anel com menor diâmetro interno resulta em uma maior rigidez devido à maior deformação inicial causada pela pré-tensão. Mesmo assim, a partir de um certo nível de pressão, os anéis deixavam de ser muito eficientes devido a alguns aspectos. Por serem de borracha, mesmo o anel com o menor diâmetro possível capaz de se ajustar à mangueira permitiu uma deformação além do diâmetro original da mesma. Isso fez com que a resistência à tensão radial melhorasse, mas não resolveu o problema do aumento de raio da mangueira durante a sua pressurização. Além disso, quando a mangueira era pressurizada, espaços começavam a surgir por entre os anéis devido à sua expansão, como mostra a Fig. 42. Como o diâmetro dos anéis também aumentava de acordo com o aumento do diâmetro da mangueira, durante a pressurização acontecia um escorregamento dos anéis em relação à mangueira, fazendo com que os espaços entre eles aumentassem, perdendo a resistência radial e levando à ruptura.

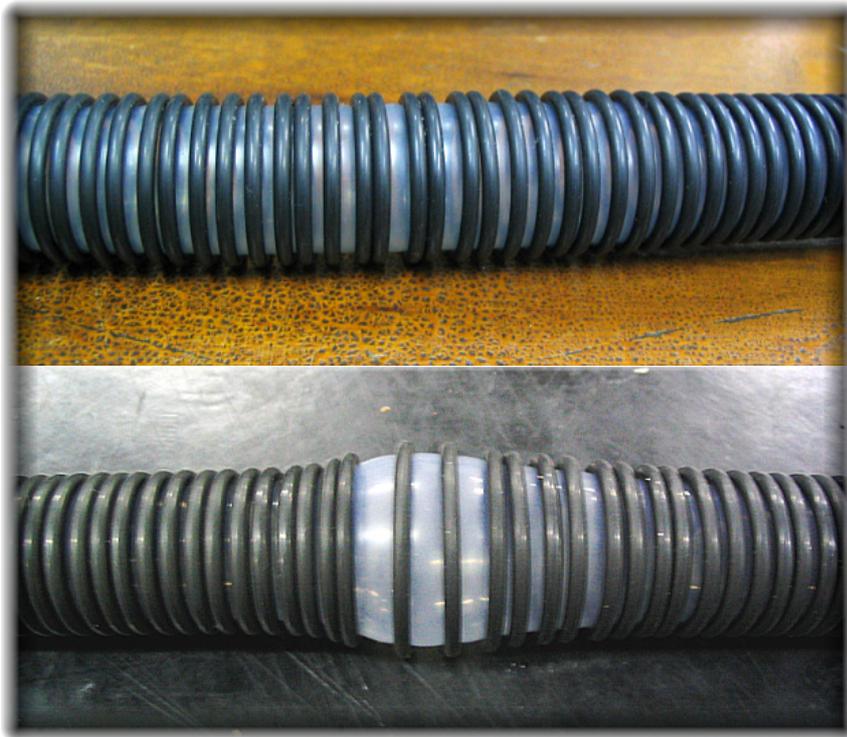


Figura 42: Escorregamento dos anéis durante a pressurização da mangueira

Anel Rígido (com perfil quadrado)

Visando solucionar o problema do escorregamento dos o anéis e impedir o aumento do diâmetro da mangueira, foram cortados anéis de uma mangueira mais resistente reforçada por fibras (Fig. 43), com diâmetro interno igual ao diâmetro externo da mangueira de silicone. Com isso, os anéis se comportariam como anéis rígidos.



Figura 43: Anéis cortados a partir de uma mangueira rígida reforçada com fibras

Apesar de estes anéis terem impedido o aumento do diâmetro da mangueira, o alongamento da mesma foi prejudicado pela grande área de contato entre os anéis e a mangueira. Durante a pressurização, o corpo da mangueira somente se alonga nas áreas que não estão em contato com os anéis. Portanto, quando maior for a área de contato dos anéis com a mangueira, menor será o seu alongamento. Por terem um perfil quadrado, a área de contato com a mangueira é maior, fazendo com que a área disponível para se expandir diminua. A Fig. 44 exemplifica este fato.

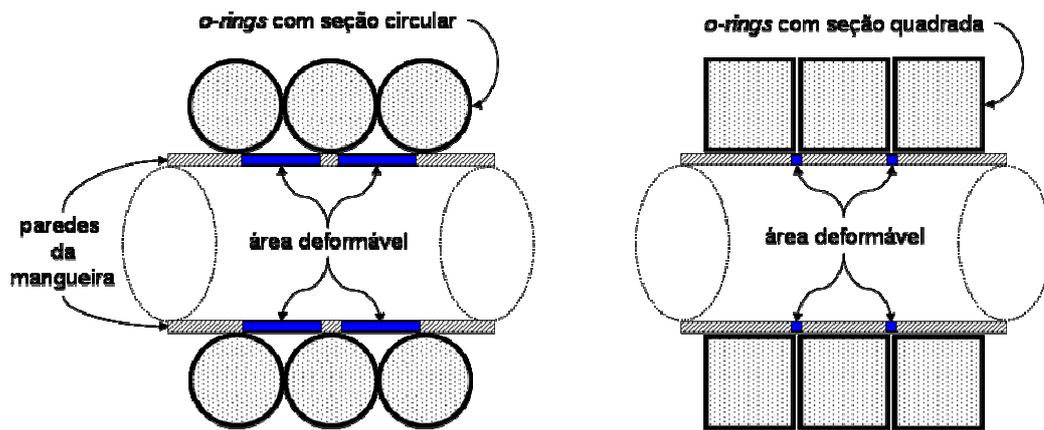


Figura 44: Desenho em corte longitudinal da área deformável (em azul) da mangueira em função do tipo de anel, circular ou quadrado

Anel Rígido (com perfil circular)

Em função do problema constatado com os anéis de perfil quadrado, anéis rígidos de perfis circulares com diâmetro interno igual ao diâmetro externo da mangueira foram introduzidos, vide Fig. 45.



Figura 45: Anéis rígidos

A Fig. 46 apresenta a mangueira de silicone montada com os anéis rígidos. Os anéis de alta rigidez relativa de polietileno não permitiram o aumento no diâmetro da mangueira e também não escorregaram durante a pressurização, como aconteceu com os anéis flexíveis de butadieno-acrilonitrila. Os anéis tinham um

diâmetro interno de 16,8mm e espessura média de 1,9mm. Na Tabela 2 são mostrados os resultados da deformação axial de uma mangueira de silicone montada com este tipo de anel.



Figura 46: Mangueira de silicone montada com anéis rígidos

Tabela 2: Comprimento da mangueira de silicone em função da pressão interna inserida

| | L (mm) |
|----------------------|------------------------------|
| Pressão (bar) | (anel rígido de polietileno) |
| 0 | 213 |
| 1 | 225 |
| 2 | 250 |
| 3 | 275 |
| 4 | 295 |
| 5 | 310 |
| 6 | 318 |

Neste experimento não houve sinais de rompimento da mangueira até pressões em torno de 9 bar. Foi obtida uma deformação de 49,3% com relação ao seu comprimento inicial. No entanto, um problema associado à rigidez dos anéis foi constatado. Por serem rígidos, os anéis não conseguem se ajustar uns aos outros para compensar mudanças no formato da mangueira devido à flexão. Eles acabam por se sobrepor, como mostra a Fig. 47.

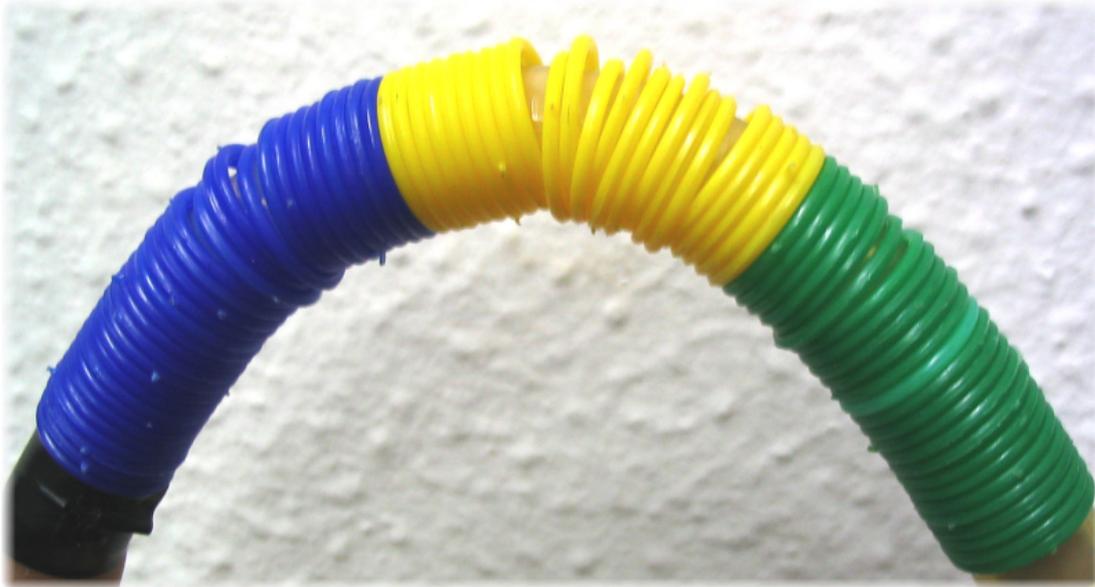


Figura 47: Anéis rígidos amontoados durante a curvatura da mangueira

Anéis Flexíveis e Rígidos

Montou-se uma mangueira de silicone com anéis rígidos e flexíveis intercalados, com respectivos 16,8 e 17mm de diâmetro, para corrigir o problema verificado durante a curvatura da mangueira, como mostra a Fig. 48. Os anéis rígidos impediam a deformação radial da mangueira e ao mesmo tempo melhoravam a questão do escorregamento. Os anéis flexíveis se ajustavam para permitir mudanças de forma da mangueira devido a flexão, como ilustra a Fig. 49.



Figura 48: Mangueira de silicone montada com anéis rígidos e flexíveis intercalados



Figura 49: Anéis rígidos e flexíveis durante a curvatura da mangueira

Especificamente nesta montagem, não foram feitos testes com as mangueiras individuais. Os testes foram realizados somente com as mangueiras montadas em conjunto. Um outro tipo de reforço radial para as mangueiras será apresentado a seguir.

3.3. Mangueiras Reforçadas por Fios

Uma outra maneira de melhorar a resistência radial das mangueiras de silicone foi conseguida enrolando-se um fio rígido (em comparação à rigidez da mangueira) ao longo do seu comprimento. O diâmetro pequeno do fio em relação ao diâmetro externo da mangueira fez com que a área de contato com a mangueira

fosse muito pequena, causando praticamente nenhuma resistência axial durante a deformação neste sentido.

A seguir é referenciado o modelo analítico deste caso.

3.3.1. Modelagem

A modelagem deste tipo de mangueira é aproximada a partir das equações obtidas para mangueiras com anéis. Esta aproximação é satisfatória desde que o passo da espiral formada pelo fio de reforço seja pequeno em relação ao diâmetro da mangueira. Neste caso, o fio praticamente não exerce força na direção axial da mangueira, se comportando como anéis independentes.

No entanto, para grandes deformações, fios que possuam grande rigidez em relação à mangueira, irão tender a manter seu comprimento constante. Esse efeito de segunda ordem causa uma torção na mangueira, como previsto em Tanaka (1993), vide Fig. 50.

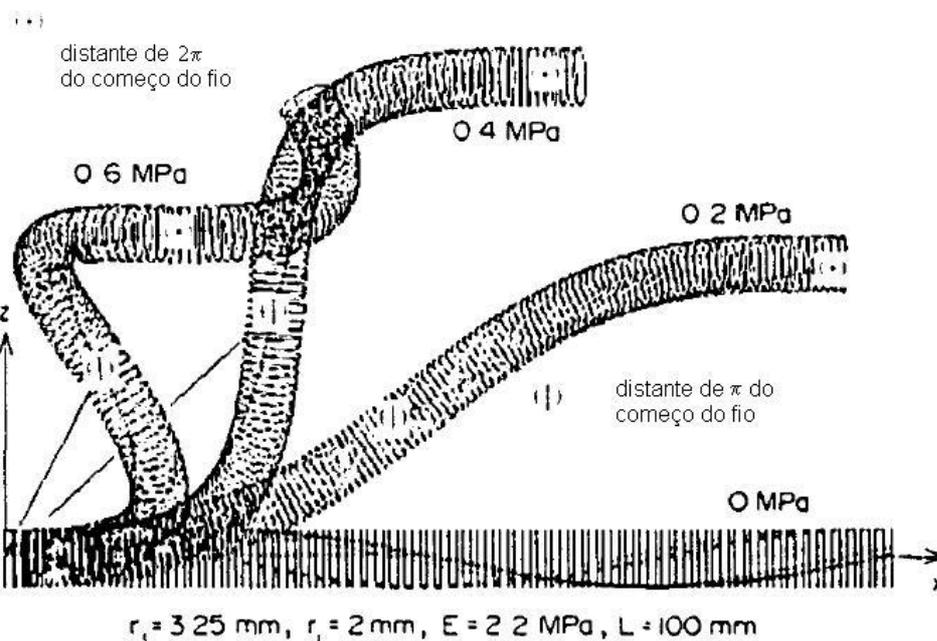


Figura 50: Ilustração da deformação de uma mangueira envolta por um fio

Experimentos realizados com uma mangueira reforçada por fio serão apresentados a seguir.

3.3.2. Experimento

Um fio rígido de polipropileno ($E_2 = 1350\text{MPa}$, $\nu_2 = 0,4$) com 1mm de diâmetro foi enrolado em uma mangueira de silicone ($E = 7,5\text{MPa}$, $\nu = 0,5$) e a pressurização da mangueira foi então iniciada. As características da mangueira utilizada nos testes são: $L_0 = 750\text{mm}$ (comprimento inicial), $r_0 = 7,25\text{mm}$ (raio médio inicial), $t_0 = 2,5\text{mm}$ (espessura da parede inicial), $S_u = 10\text{MPa}$ (resistência à ruptura do silicone), $d_e = 17\text{mm}$ (diâmetro externo) e $d_i = 12\text{mm}$ (diâmetro interno). A Fig. 51 ilustra a mangueira de silicone envolta pelo fio rígido de polipropileno.

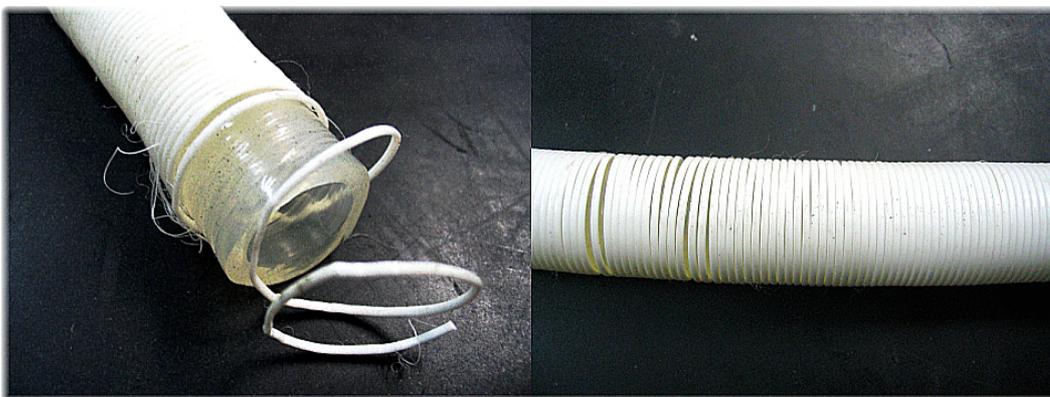


Figura 51: Mangueira de silicone envolta pelo fio rígido de polipropileno

O resultado obtido com o reforço do fio é caracterizado pela expressiva deformação axial conseguida durante o experimento de injeção de pressão, chegando a deformações aproximadamente lineares de até 100% do seu comprimento inicial. A Fig. 52 apresenta os valores obtidos medindo-se o comprimento da mangueira em função da pressão, e a previsão feita a partir das eqs. (41) a (59).

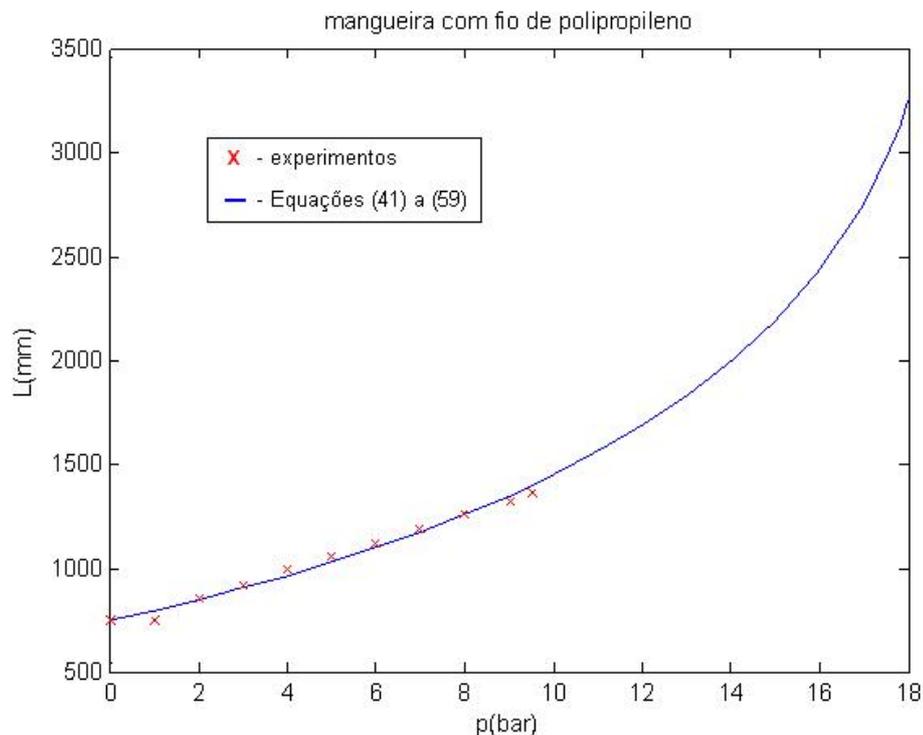


Figura 52: Deformação axial da mangueira reforçada com o fio de polipropileno

Apesar do excelente desempenho conseguido com o reforço do fio de polipropileno, durante a pressurização e despressurização da mangueira, o efeito de segunda ordem comentado anteriormente na modelagem se fez presente. Durante a expansão axial a mangueira apresentou um movimento de torção em torno do seu eixo axial proveniente da disposição espiral do fio. Esse efeito será melhor visualizado na seção 3.5.2 (3ª Geração), onde três mangueiras com esse reforço são unidas.

A vantagem dos anéis sobre o reforço com o fio enrolado é que eles são acoplados na mangueira de forma circular e não espiral, fazendo com que o efeito de torção não aconteça.

O item a seguir aprofunda o estudo de atuadores pneumáticos utilizando-se do músculo pneumático artificial desenvolvido pela FESTO em alguns experimentos.

3.4. Músculo MAS-10 da FESTO

O músculo pneumático MAS, ao contrário dos protótipos desenvolvidos acima, se contrai quando sob pressão. O músculo combina tubos flexíveis impermeáveis de cloropreno com um revestimento de fibras robustas de aramida em formato de losango, criando assim uma estrutura tridimensional. Por questões de patente, não foi possível obter maiores informações à respeito dos materiais utilizados na fabricação do músculo. Quando o ar é admitido, a forma dessa estrutura é alterada pela expansão radial e surge uma força de tração na direção axial. A estrutura de grade faz com que o músculo reduza seu comprimento à medida que a pressão interna aumenta. Isso corresponde a um curso máximo de aproximadamente 25% do comprimento inicial sem carga. A Fig. 53 apresenta o músculo pneumático MAS-20 da FESTO.



Figura 53: Músculo pneumático MAS-20 da FESTO, totalmente contraído na parte superior da figura e no seu comprimento inicial na parte inferior

O princípio de atuação do MAS-10 é inverso ao dos músculos que até então vinham sendo desenvolvidos durante esta dissertação, que se expandiam sob pressão. No entanto, o princípio da movimentação do manipulador através da diferença de pressão entre as câmaras também é válido para este tipo de atuador. A única mudança é que a curvatura do elo agora acontecerá para o lado oposto. A grande vantagem em se utilizar este atuador está na confiabilidade que ele apresenta por se tratar de um produto já comercializado. Algumas características do músculo:

- força de avanço até 10 vezes maior do que um cilindro convencional do mesmo diâmetro;
- alta frequência;
- movimento sem torsões;
- ajuste simples de posições intermediárias mediante a regulagem de pressão;
- baixo peso;
- hermeticamente vedado.

A Fig. 54 ilustra a faixa de operação do músculo de 10mm (MAS-10) dependendo do seu diâmetro. Na esquerda do diagrama pode-se notar o limite determinado pelo estiramento prévio máximo. Na direita, parte superior, nota-se o limite determinado pela pressão de funcionamento máxima admissível. Acima é possível ver o limite determinado pela força máxima possível. E por fim, na direita, parte externa, é possível observar o limite determinado pela contração máxima admissível.

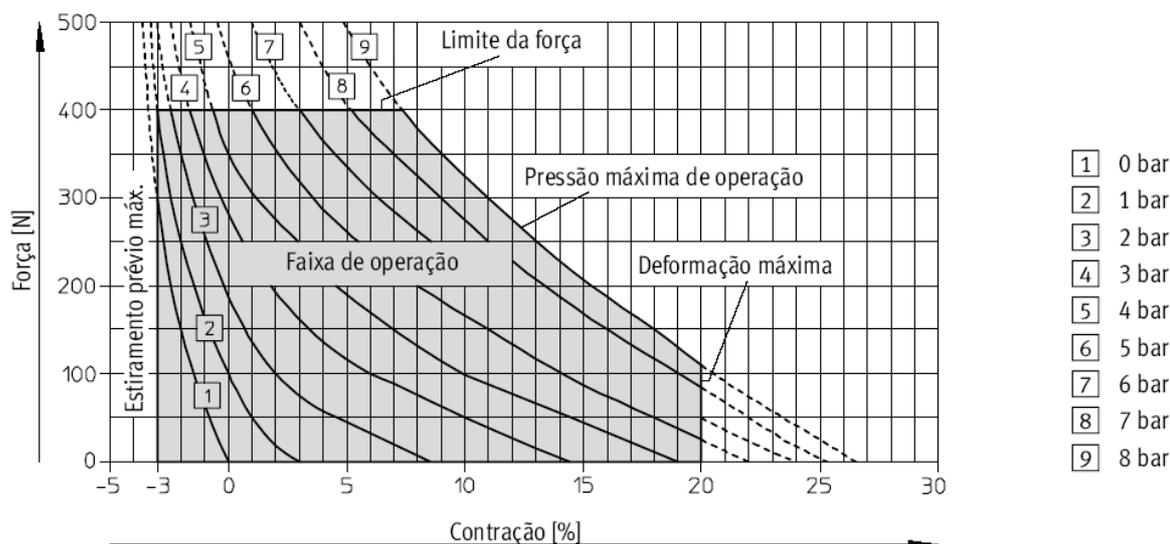


Figura 54: Diagrama da faixa de operação do MAS -10

O limite de peso das cargas “livremente suspensas” depende da extensão. Com o MAS-10 despressurizado, ao acoplar uma carga adicional de 30 kg livremente suspensa, uma extensão de 3% é resultada. Cargas maiores podem danificar a superfície interna do músculo. Entretanto, se uma carga estiver apoiada sobre uma base e deve ser elevada pelo músculo, essa carga pode ser maior

sempre considerando a limitação da força do músculo (no caso do MAS-10, essa carga é no máximo de 40 kg ou 400 N), pois neste caso a pressurização permite um maior limite de peso.

Alguns experimentos realizados com MAS-10 serão apresentados a seguir.

3.4.1. Experimentos

O experimento teve como objetivo fazer um levantamento da faixa de operação do músculo MAS-10 e comparar os valores medidos às curvas ilustradas na Fig. 55, fornecidas pelo fabricante. O músculo utilizado possui 10mm de diâmetro e 986mm de comprimento de membrana. Pesos foram sendo acrescentados à sua extremidade e o seu comprimento foi sendo medido para cada nível de pressão aplicado, com um intervalo de 30 segundos entre cada medição. Para cada relação de peso e pressão foram feitas duas medições do comprimento da membrana em duas réguas diferentes, visando realizar uma medição mais correta e cancelar efeitos de rotação da extremidade. Para cada caso foi calculada a média entre esses valores e as deformações compressivas respectivas estão na Tabela. 3. A Fig. 55 mostra o aparato necessário para a realização do experimento.

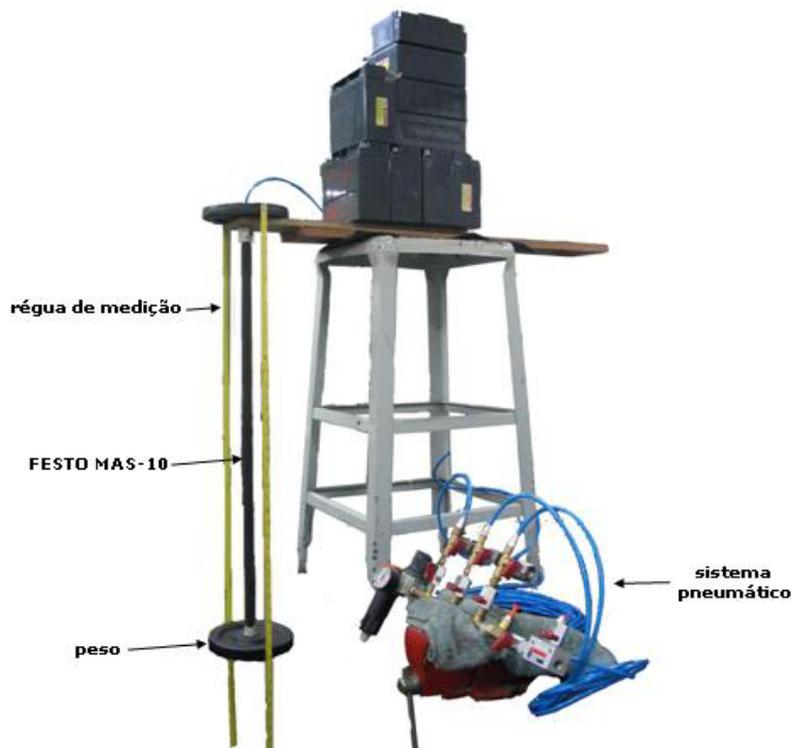


Figura 55: Montagem do experimento com o músculo

Tabela 3: Dados experimentais do MAS-10

| bar | Força (N) | | | | | | | | | | |
|-----|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,00 | 32,9 | 63,9 | 95,8 | 127 | 159 | 191 | 224 | 256 | 287 | 319 |
| 0 | Deformação (%) | | | | | | | | | | |
| | 0,00 | -0,70 | -1,21 | -1,77 | -2,28 | -2,58 | -2,99 | -3,45 | -3,60 | -3,85 | -4,16 |
| 1 | 1,97 | 1,26 | 0,30 | -0,45 | -1,21 | -1,67 | -2,03 | -2,54 | -2,79 | -3,14 | -3,55 |
| 2 | 6,49 | 4,81 | 3,19 | 1,87 | 0,55 | -0,20 | -0,76 | -1,57 | -1,83 | -2,28 | -2,84 |
| 3 | 12,1 | 9,22 | 7,55 | 5,32 | 3,34 | 1,98 | 0,81 | -0,10 | -0,56 | -1,27 | -2,13 |
| 4 | 16,4 | 14,1 | 11,6 | 9,48 | 7,04 | 5,27 | 3,45 | 2,18 | 1,17 | 0,25 | -0,61 |
| 5 | 19,4 | 17,2 | 15,2 | 13,2 | 10,8 | 8,72 | 7,00 | 4,92 | 3,70 | 2,48 | 1,17 |
| 6 | 21,5 | 19,7 | 17,9 | 15,5 | 13,9 | 12,0 | 10,0 | 8,16 | 6,49 | 5,12 | 3,65 |

A Fig. 56 apresenta os gráficos da faixa de operação do MAS-10 obtidos experimentalmente, com os dados da Tabela 3.

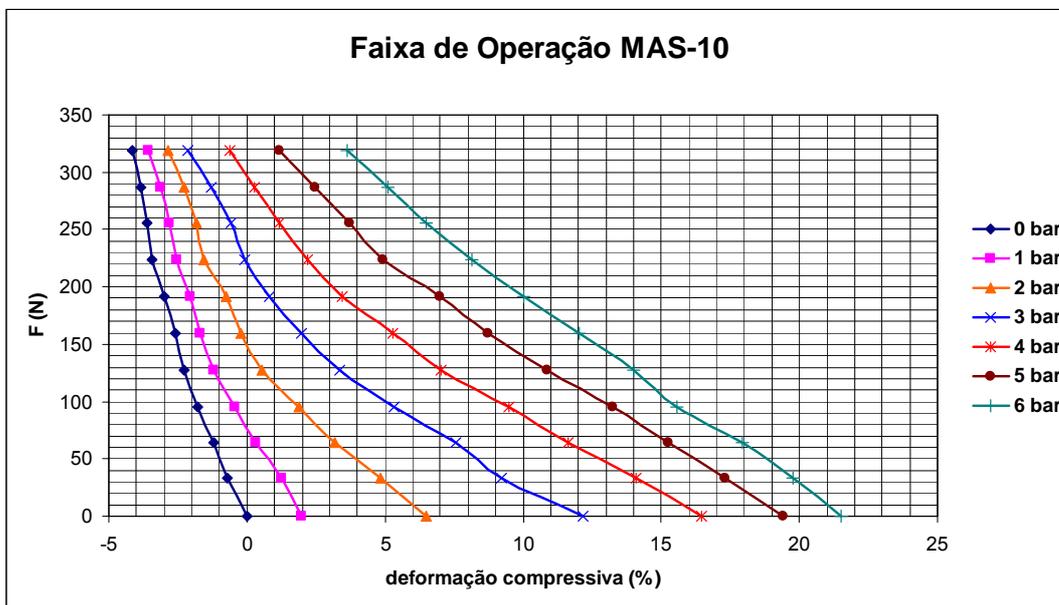


Figura 56: Gráfico da faixa de operação do MAS-10 a partir dos dados experimentais

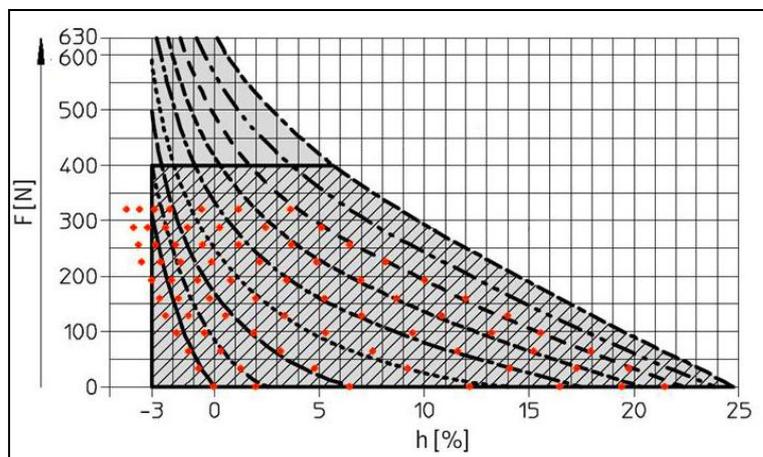


Figura 57: Gráfico comparativo entre as curvas fornecidas pelo fabricante e os dados experimentais

A Fig. 57 apresenta uma comparação dos valores obtidos experimentalmente (pontos em vermelho) com os dados fornecidos pelo fabricante. É possível notar que existe um erro entre os pontos do experimento e as linhas do gráfico para pressões menores sob forças altas. Uma possível fonte deste erro pode ser vinculada ao momento fletor parasita causado por um desalinhamento entre o centro de gravidade das anilhas utilizadas e o eixo de simetria do músculo. Estes momentos não puderam ser evitados com o aparato experimental utilizado. Para pressões maiores, a maior rigidez de flexão do músculo contribuiu para diminuir esse erro de alinhamento.

A próxima seção descreve o agrupamento dos músculos desenvolvidos na formação de um elo do manipulador. Modelos analíticos serão elaborados e experimentos serão descritos.

3.5. Montagem dos Elos

Cada elo do manipulador é composto por três câmaras, no caso, três músculos pneumáticos. Para possibilitar a união dos músculos a fim de formar um elo, diversos mecanismos foram testados e avaliados em paralelo ao desenvolvimento de cada músculo individual, comentado nos itens anteriores.

Nas seções seguintes, um modelo 3D da cinemática do elo será introduzido e diversas soluções mecânicas para a união dos músculos serão discutidas.

3.5.1. Modelo 3D

O modelo analítico para o caso 3D do manipulador é análogo ao modelo 2D, apresentado anteriormente. O manipulador consiste de n elos flexíveis conectados em série, atuados pneumaticamente. Cada elo possui três câmaras que podem ser independentemente pressurizadas com pressões P_1 , P_2 e P_3 , como mostra a Fig. 58. A diferença de pressão entre as câmaras faz com que o elo se curve em uma direção conhecida, ou então o elo continua reto se todas as pressões permanecerem iguais (Suzumori et al., 1991; Suzumori et al., 1992).

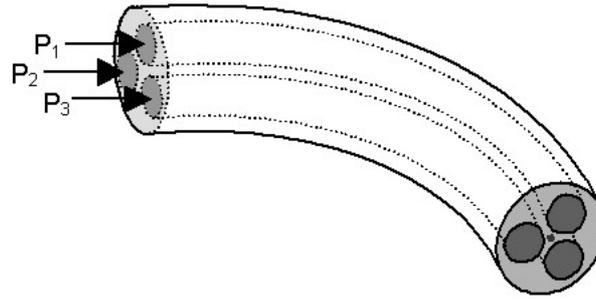


Figura 58: Esquema de um elo do manipulador com as suas três câmaras independentes

Cada elo possui três graus de liberdade, resultando em um sistema de $3n$ *DOFs*. As diferenças $(P_1 - P_2)$ e $(P_1 - P_3)$ são suficientes para definir a orientação e o raio de curvatura de cada elo. Além disso, a pressão média $(P_1 + P_2 + P_3)/3$ é responsável pela mudança de comprimento do elo como um todo na direção axial. Na maioria dos casos, esse alongamento ou encurtamento é relativamente pequeno se comparado ao efeito de curvatura do elo. Mesmo que esse efeito da pressão média precise ser computado no cálculo da cinemática direta, ele somente proverá à extremidade uma pequena mobilidade adicional. Então, somente $2n$ *DOFs* determinarão na maioria das vezes a mobilidade do sistema. Os n graus de liberdade restantes, que são associados com a pressão média em cada um dos n elos, são basicamente responsáveis por alterar o comprimento médio dos elos e a flexibilidade do sistema.

Um modelo simplificado foi desenvolvido para um elo composto de mangueiras reforçadas com anéis rígidos (em relação à rigidez da mangueira). Nesse caso, o diâmetro de cada mangueira permanece aproximadamente constante, enquanto que o seu comprimento aumenta à medida que é pressurizado. Assumindo cada elo com um comprimento inicial L_0 , o comprimento final L pode ser calculado através do deslocamento axial ΔL causado pela pressão média

$$L = L_0 + \Delta L = L_0 + \frac{L_0 A_p (P_1 + P_2 + P_3)}{3 A_0 E} \quad (71)$$

onde A_p é a área total interna do corte transversal referente às três câmaras, A_0 é a área da estrutura elástica reforçada com fibras (sem incluir a área das câmaras), e

E é o módulo de elasticidade do elastômero, vide Fig. 59. A equação citada anteriormente considera somente a deformação axial, sem levar em conta uma deformação radial significativa devido ao reforço feito na estrutura com fibras de alta rigidez.

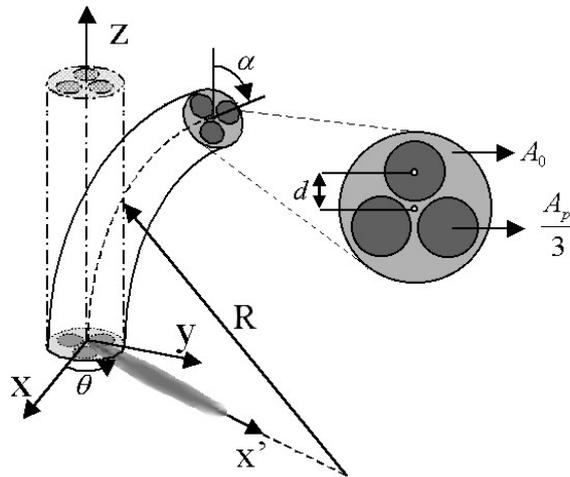


Figura 59: Modelo analítico de cada elo

O centro da câmara associada à pressão P_1 é definido no eixo y entre o terceiro e o quarto quadrantes do plano xy na Fig. 59. As câmaras com pressões P_2 e P_3 são definidas no segundo e no primeiro quadrantes respectivamente. Assumindo que existe uma diferença de pressão entre as câmaras, o elo deforma idealmente como um arco de círculo com ângulo α e raio R , calculados por

$$R = \frac{3EI}{A_p d \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2 - P_1 P_2 - P_2 P_3 - P_1 P_3}} \quad (72)$$

$$\alpha = \frac{L}{R} \quad (73)$$

onde d é a excentricidade de cada câmara e I é o momento de inércia de flexão do elo. Note que α é o ângulo entre as extremidades dos elos. As equações acima foram obtidas equilibrando-se o momento fletor provocado pelas mangueiras.

O ângulo θ entre os eixos x e x' , onde x' é a direção da projeção do elo no plano xy na Fig. 59, também pode ser obtido através das pressões aplicadas, resultando em:

$$\theta = \arctan \frac{2P_1 - P_2 - P_3}{(P_2 - P_3)\sqrt{3}} \quad (74)$$

Através das eqs. (71-74) é possível obter os valores de L_i , R_i , α_i e θ_i de cada elo i do manipulador. Estes valores são utilizados para a obtenção da matriz de transformação homogênea A_i^{i-1} entre os sistemas de coordenadas de ambas as extremidades dos elos (Asada et al., 1986):

$$A_i^{i-1} = \begin{bmatrix} \sin^2 \theta_i + \cos^2 \theta_i \cdot \cos \alpha_i & -\sin \theta_i \cdot \cos \theta_i (1 - \cos \alpha_i) & \cos \theta_i \cdot \sin \alpha_i & \frac{L_i}{\alpha_i} \cos \theta_i (1 - \cos \alpha_i) \\ -\sin \theta_i \cdot \cos \theta_i (1 - \cos \alpha_i) & \cos^2 \theta_i + \sin^2 \theta_i \cdot \cos \alpha_i & \sin \theta_i \cdot \sin \alpha_i & \frac{L_i}{\alpha_i} \sin \alpha_i (1 - \cos \alpha_i) \\ -\cos \theta_i \cdot \sin \alpha_i & -\sin \theta_i \cdot \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & \frac{L_i}{\alpha_i} \sin \alpha_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (75)$$

Note que a matriz acima é função das pressões $P_{1,i}$, $P_{2,i}$ e $P_{3,i}$ aplicadas nas câmaras 1, 2 e 3 do elo i , respectivamente. Esta equação também pode ser aplicada para qualquer outro músculo utilizado, desde que sejam conhecidas as relações entre as pressões e as dimensões L_i , R_i , α_i e θ_i de cada elo, e que cada elo possa ser aproximado como um arco de círculo.

Para um manipulador de n elos, a matrix A_n^0 que correlaciona os eixos de coordenadas da base e da extremidade é obtida por (Craig, 1989):

$$A_n^0 = A_1^0 \cdot A_2^1 \cdot \dots \cdot A_n^{n-1} \quad (76)$$

Uma vez introduzido o conceito do modelo analítico do manipulador flexível, o foco do estudo se voltou para o desenvolvimento de um músculo pneumático artificial que possuísse características que viabilizassem a construção do manipulador teórico. A partir daí, uma longa e importante etapa teve início

voltada para a realização de experimentos com diversos materiais e mecanismos que pudessem ser usados para a confecção de um *PAM*.

A seção seguinte apresenta os espaçadores desenvolvidos para a formação do elo em cada uma das gerações de protótipos.

3.5.2. Desenvolvimento de Espaçadores

Diversos mecanismos com a função de espaçadores foram adaptados e desenvolvidos para que os músculos fossem unidos na formação de um elo do manipulador. O desenvolvimento dos espaçadores será mostrado através de diversas gerações. Muita experiência foi adquirida em cada uma das gerações até se alcançar o protótipo que apresentasse as melhores características de deformação e rigidez à torção atreladas à confiabilidade mecânica do sistema. Quanto menor for o raio de curvatura exercido pelo elo do manipulador, maior será seu volume de trabalho. Dessa forma, o raio de curvatura dos protótipos de cada uma das gerações estará sendo analisado.

1ª Geração

O primeiro protótipo foi montado ainda com mangueiras siliconadas ($E = 7,5\text{MPa}$, $\nu = 0,5$), mesmo sendo depois substituídas por outras de silicone puro, vide Figs. 60 e 61. As mangueiras siliconadas são um pouco mais resistentes do que as de silicone, no entanto são menos flexíveis. Foi usada uma cola vedante industrial (Sintex Quilosa, MS-35, ver ANEXO) composta de poliuretano que, depois de seca, forma um emborrachado bastante flexível e com grande resistência. Essa cola foi utilizada para unir as três mangueiras siliconadas. Como reforço adicional, foram utilizadas fitas de polímeros sintéticos (abraçadeiras) para garantir que as mangueiras não se separariam durante a pressurização. A mangueira siliconada possui diâmetro interno de 12mm e externo de 17mm.

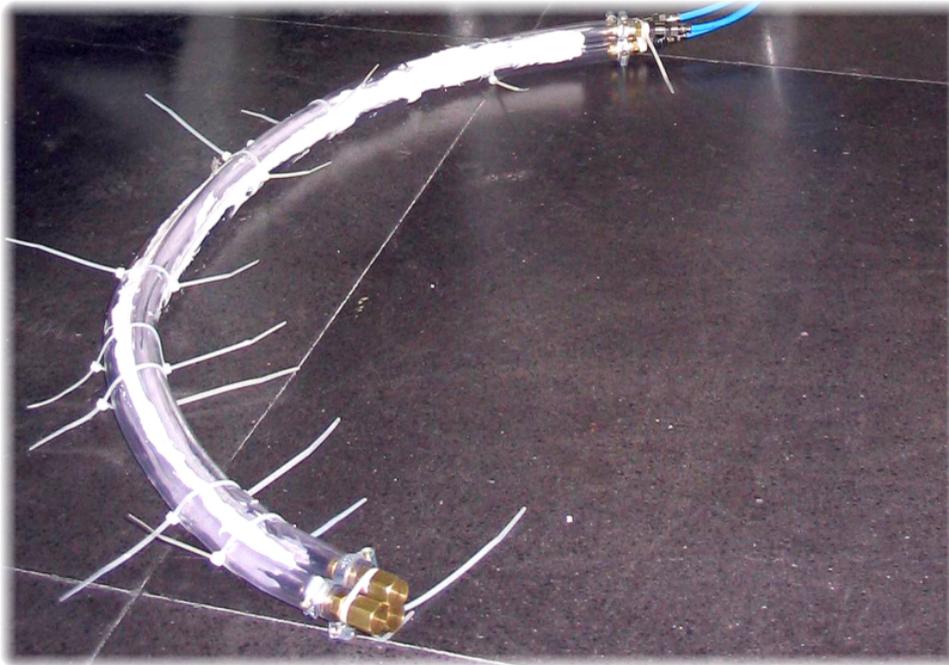


Figura 60: 1ª Geração, mangueiras siliconadas presas com cola de poliuretano reforçadas com abraçadeiras

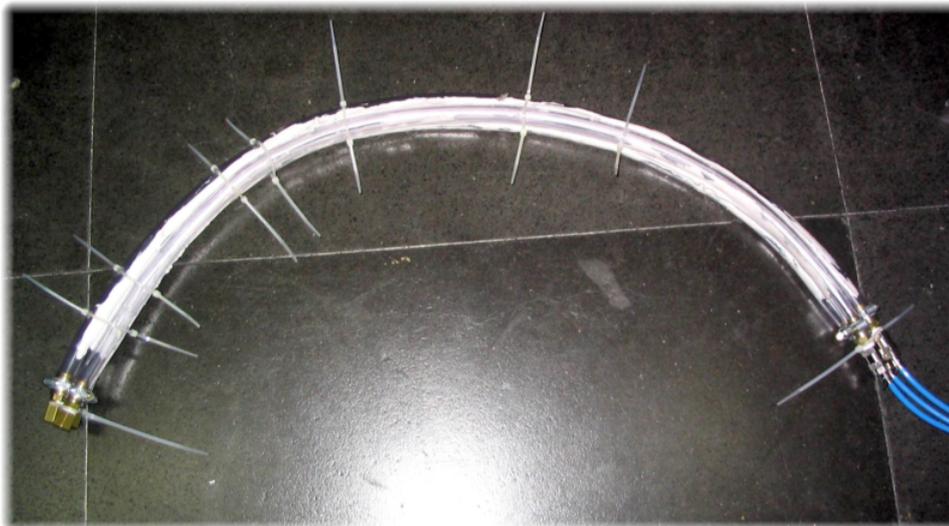


Figura 61: 1ª Geração, outra vista

Para baixas pressões (até 6 bar), a maior rigidez da mangueira siliconada (em relação à de silicone) somente possibilitou baixas deformações. O protótipo apresentou boas deformações para altas pressões (até 9 bar). Porém, tanto as abraçadeiras como as mangueiras se romperam nesse caso, não suportando por muito tempo as altas pressões. As mangueiras eram fechadas com um espigão com tampa, preso por uma abraçadeira (Fig. 62). As abraçadeiras tinham que ser presas ao espigão mais apertadas do que o normal para que não escapasse ar sob

pressões mais altas, de 6 à 9,5 bar. Esse aperto excessivo ocasionava desgastes na borda da mangueira que ficava em contato com a abraçadeira, levando à sua ruptura.



Figura 62: Extremidades das mangueiras, fechadas com espigões e presas através de abraçadeiras

A Fig. 63 ilustra um corte em perfil deste protótipo.

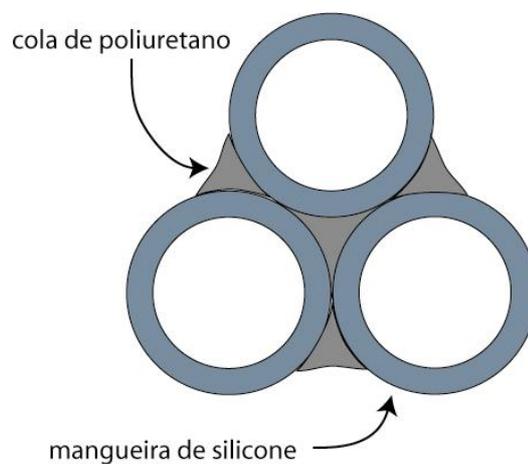


Figura 63: Desenho de um corte em perfil da 1ª geração

2ª Geração

Um novo protótipo foi montado com mangueiras de silicone visando diminuir a faixa de pressões e continuar obtendo deformações grandes, como mostra a Fig. 64. O protótipo foi pressurizado com pressões de até 8 bar. A cola de poliuretano foi colocada ao longo de todo o comprimento do elo para garantir um

reforço maior para as paredes da mangueira de silicone. As mangueiras de silicone utilizadas possuem diâmetro interno de 12mm e externo de 17mm.



Figura 64: 2ª Geração, mangueiras de silicone revestidas com cola de poliuretano

Com a mangueira de silicone, maiores deformações longitudinais foram obtidas a partir de menores pressões. No entanto, o revestimento com a cola de poliuretano ainda resultou numa baixa resistência às tensões radiais, ocasionando o rompimento da mangueira. Os problemas referentes ao mecanismo de vedação das extremidades da mangueira permaneceram.

A Fig. 65 ilustra um corte em perfil do protótipo desenvolvido na 2ª geração.

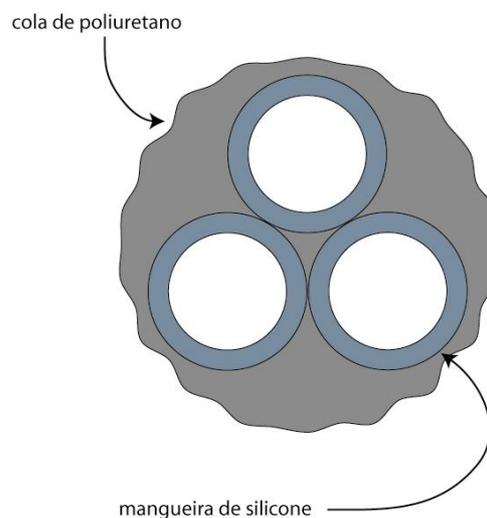


Figura 65: Desenho de um corte em perfil da 2ª geração

3ª Geração

Como as abraçadeiras e a cola de poliuretano não foram suficientes para reforçar as paredes da mangueira contra as pressões inseridas, cada mangueira de silicone foi reforçada individualmente por um fio de polipropileno enrolado ao longo do seu comprimento (ver seção 3.3). A cola de poliuretano foi utilizada desta vez somente como união das mangueiras, uma vez que o fio de polipropileno fazia o papel de reforço. O efeito de segunda ordem previsto anteriormente na modelagem do músculo deste elo fez-se notar com bastante clareza durante o experimento, como mostra a Fig. 66. Ao ser pressurizado, o elo se expandiu longitudinalmente torcendo-se em função do efeito do fio de reforço.

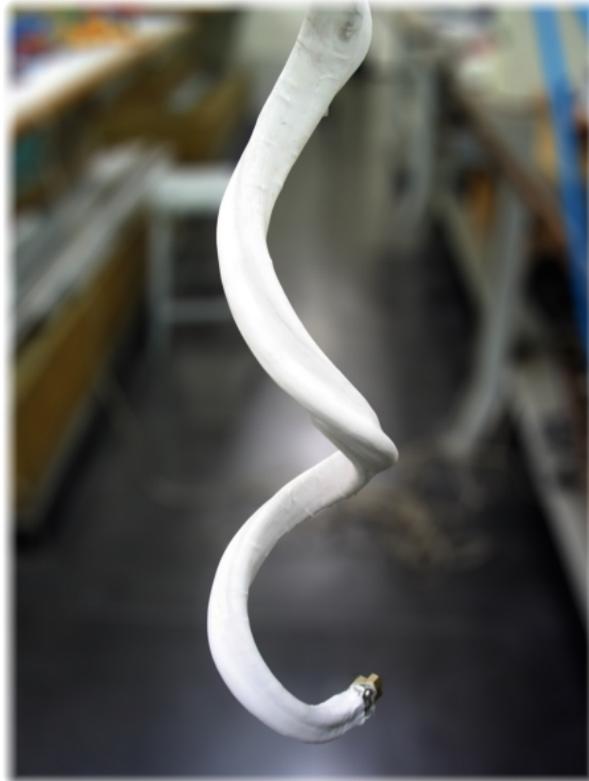


Figura 66: 3ª Geração, mangueiras de silicone reforçadas com fio de polipropileno, revestidas com cola de poliuretano

Além do efeito de rotação indesejado, a cola de poliuretano não suportou por muito tempo os ciclos de pressurização e despressurização do elo, como mostra a Fig. 67. É conveniente ressaltar que a construção dos protótipos foi feita de forma artesanal e que, por esse motivo, existiram imperfeições durante as

montagens, contribuindo para variações de comportamento dos protótipos e falhas durante os experimentos.

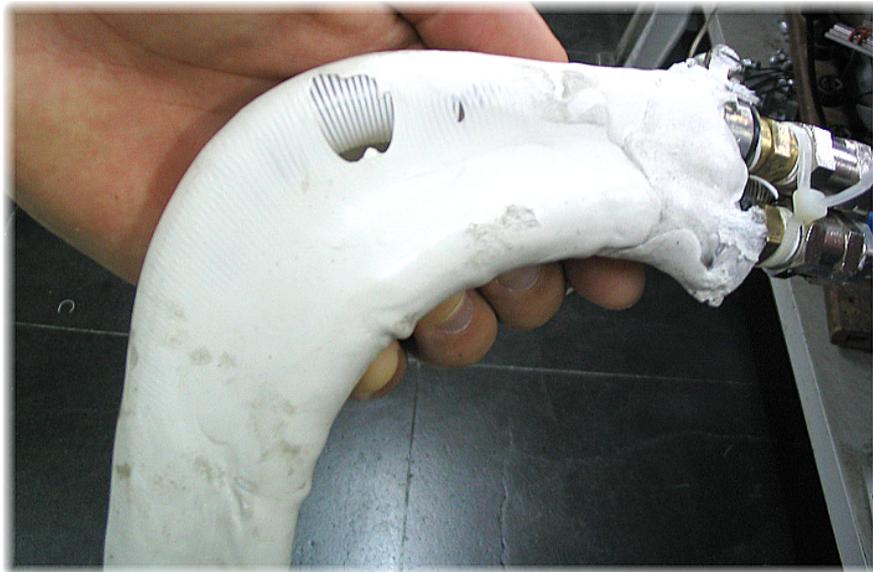


Figura 67: Rompimento da cola de poliuretano devido à força exercida pelos músculos

Apesar da excelente deformação axial conseguida através das mangueiras reforçadas com fio, o efeito de torção gerado inviabilizou a continuação dos estudos com base neste protótipo. A Fig. 68 ilustra um desenho em corte desse protótipo.

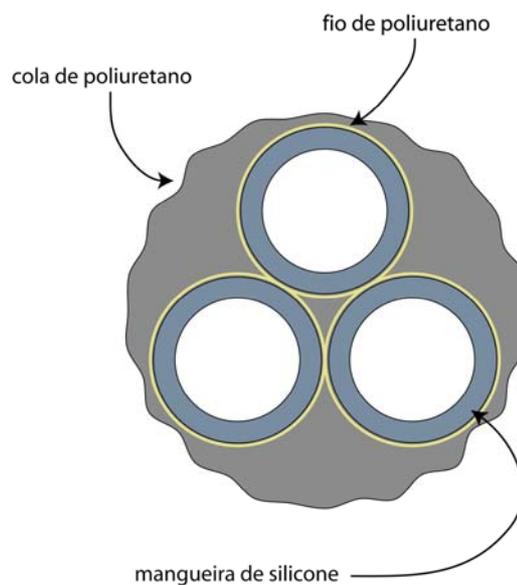


Figura 68: Desenho de um corte em perfil da 3ª geração

4ª Geração

Nesta etapa, as mangueiras de silicone reforçadas por anéis flexíveis foram agrupadas com abraçadeiras, como mostra a Fig. 69. Mesmo com o escorregamento dos anéis o elo conseguiu se curvar com eficiência. Fitas reforçadas com fibras foram coladas nas extremidades das mangueiras para impedir o desgaste provocado pelas abraçadeiras. A partir deste protótipo convencionou-se utilizar a faixa de pressões entre 0 e 6 bar durante os experimentos, principalmente porque 7 bar é o limiar máximo de pressão suportado pelos equipamentos e sistemas utilizados nos experimentos. É claro que essa faixa de pressão limitará o sistema a atuar em certas condições específicas, uma vez que a movimentação do manipulador é influenciada diretamente pelo seu comprimento e pela força despendida por cada elo, que por sua vez estão relacionadas à pressão.



Figura 69: 4ª Geração, mangueiras de silicone reforçadas com anéis flexíveis de butadieno-acrilonitrila, agrupadas com abraçadeiras

A Fig. 70 ilustra um corte em perfil deste protótipo.

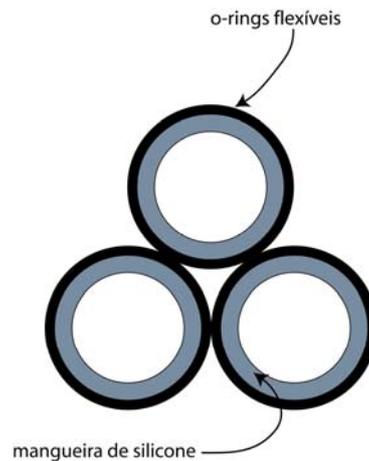


Figura 70: Desenho de um corte em perfil da 4ª geração

Um elo com mangueiras de silicone reforçadas por anéis rígidos também foi montado, utilizando-se a cola de poliuretano para unir as câmaras. Os movimentos de curvatura foram bem executados pelo elo, porém o mesmo apresentou uma baixa rigidez à torção, fazendo com que a sua extremidade tendesse a tombar para um dos lados.

Durante os experimentos com os músculos individuais, as mangueiras que demonstraram melhores resultados foram as reforçadas por anéis rígidos intercalados por anéis flexíveis (ver seção 3.2). Dessa forma, foi feita uma montagem mais elaborada de um elo com esses músculos através de espaçadores (ver Fig. 72). Esses espaçadores faziam com que as distâncias entre as mangueiras permanecessem sempre iguais e ainda funcionavam como anéis rígidos. Foram confeccionados em Fenolite por se tratar de um material rígido e de fácil usinagem, com espessura 3mm e diâmetro de 57mm, vide Fig. 71. Foram utilizados sempre anéis rígidos em contato com os espaçadores para maior resistência. A distância entre os espaçadores era de 19 anéis.



Figura 71: Espaçadores de Fenolite

Os espaçadores foram montados juntamente com os anéis nas mangueiras de silicone. Os primeiros testes, apesar do bom funcionamento do sistema, também revelaram uma baixa rigidez à torção por parte do elo. A solução encontrada para esse problema foi incorporar uma mangueira corrugada externa ao sistema como reforço para a sua rigidez de torção, a ser vista no item 3.5.3.



Figura 72: 4ª Geração, mangueiras de silicone reforçadas com anéis flexíveis e rígidos, agrupadas com espaçadores de Fenolite

A Fig. 73 ilustra um corte em perfil deste protótipo.

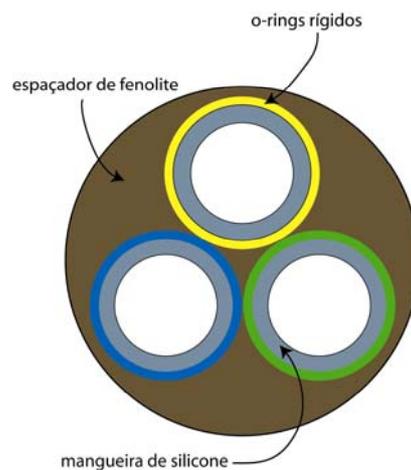


Figura 73: Desenho de um corte em perfil da 4ª geração com anéis rígidos (representados pelos círculos amarelo, verde e azul) e com o espaçador de Fenolite

A Tabela 4 mostra os resultados da deformação axial do elo em referência montado com os espaçadores de Fenolite, chegando a deformação de 25,4% com relação ao seu comprimento inicial para uma pressão máxima de 6 bar.

Tabela 4: Comprimento do elo em função da pressão interna inserida

| Pressão (bar) | L (mm) |
|---------------|--------|
| 0 | 550 |
| 6 | 690 |

A partir do conhecimento do músculo artificial da FESTO, o desenvolvimento mecânico do sistema voltou-se para a busca de soluções empregando este dispositivo como o atuador principal. As gerações seguintes apresentam arranjos mecânicos empregados para formar um elo a partir de três músculos MAS.

5ª Geração

Em uma primeira etapa, os três músculos foram enrolados com uma fita flexível para que o seu comportamento fosse avaliado em função dos protótipos desenvolvidos anteriormente, como mostra a Fig. 74. A fita flexível foi utilizada para unir os músculos por ser ao mesmo tempo fina e elástica. A elasticidade é um parâmetro importante dos revestimentos utilizados com este tipo de músculo devido à sua atuação inversa, isto é, necessidade de expandir o seu diâmetro para contrair-se longitudinalmente. A Fig. 75 detalha os conectores dos músculos.

O próximo passo seria introduzir um espaçador que funcionasse segundo as características do músculo. Os músculos utilizados possuíam 10mm de diâmetro e 1 metro de comprimento de ponta a ponta, além de conectores em ambas as extremidades para o acoplamento de ferramentas ou suportes. Apesar do MAS-10 ter sido projetado para operar com pressões de até 8 bar, todos os experimentos envolvendo o músculo obedeceram a convenção de atuar com pressões de até 6 bar, como comentado anteriormente. Uma vantagem adicional

em se trabalhar com pressões abaixo do seu limiar máximo é aumentar a sua vida útil, causando menos tensão à membrana do músculo.



Figura 74: 5ª Geração, músculos MAS -10 da FESTO revestidos com fita flexível



Figura 75: Conexões dos MAS -10

A Fig. 76 ilustra um corte em perfil deste protótipo.

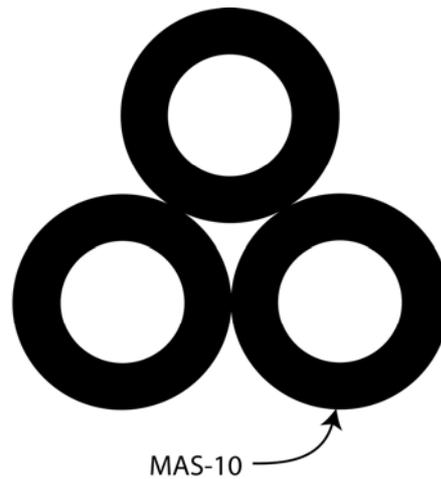


Figura 76: Desenho de um corte em perfil da 5ª geração

6ª Geração

Foi projetado um espaçador constituído de mangueiras siliconadas para preencher o espaço entre os músculos e para garantir sempre a mesma distância entre eles. As mangueiras siliconadas são um pouco mais rígidas do que as mangueiras de silicone e ao mesmo tempo flexíveis, ajudando a aumentar a rigidez de torção do elo e permitindo a movimentação sem muito esforço por parte dos músculos. A Fig. 77 ilustra uma amostra do espaçador.



Figura 77: Amostra do espaçador feito de mangueiras siliconadas

O espaçador é formado por três mangueiras fixadas a uma quarta mangueira (central), espaçadas igualmente, por um ângulo de 120°. Os músculos são inseridos exatamente nos espaços entre as mangueiras externas, como mostra a Fig. 78. O seu comprimento foi estipulado como sendo o mesmo comprimento do músculo pressurizado com a menor pressão de trabalho, 1,5 bar. Para pressões inferiores a 1,5 bar, o músculo apresentava uma rigidez longitudinal muito baixa, levando à flambagem de sua membrana (vide Fig. 81). Com esta pressão, o comprimento do músculo era de aproximadamente 980mm. As mangueiras do espaçador foram, numa primeira etapa, coladas com fita dupla face aderente e cola plástica. Tiras de fita flexível mantiveram os músculos sempre em contato com o espaçador. Por serem flexíveis, tanto a fita flexível quanto o espaçador de mangueiras siliconadas permitiram com eficiência as variações de diâmetro do músculo. As extremidades dos músculos foram presas com abraçadeiras e fita reforçada com fibra, vide Fig. 79.

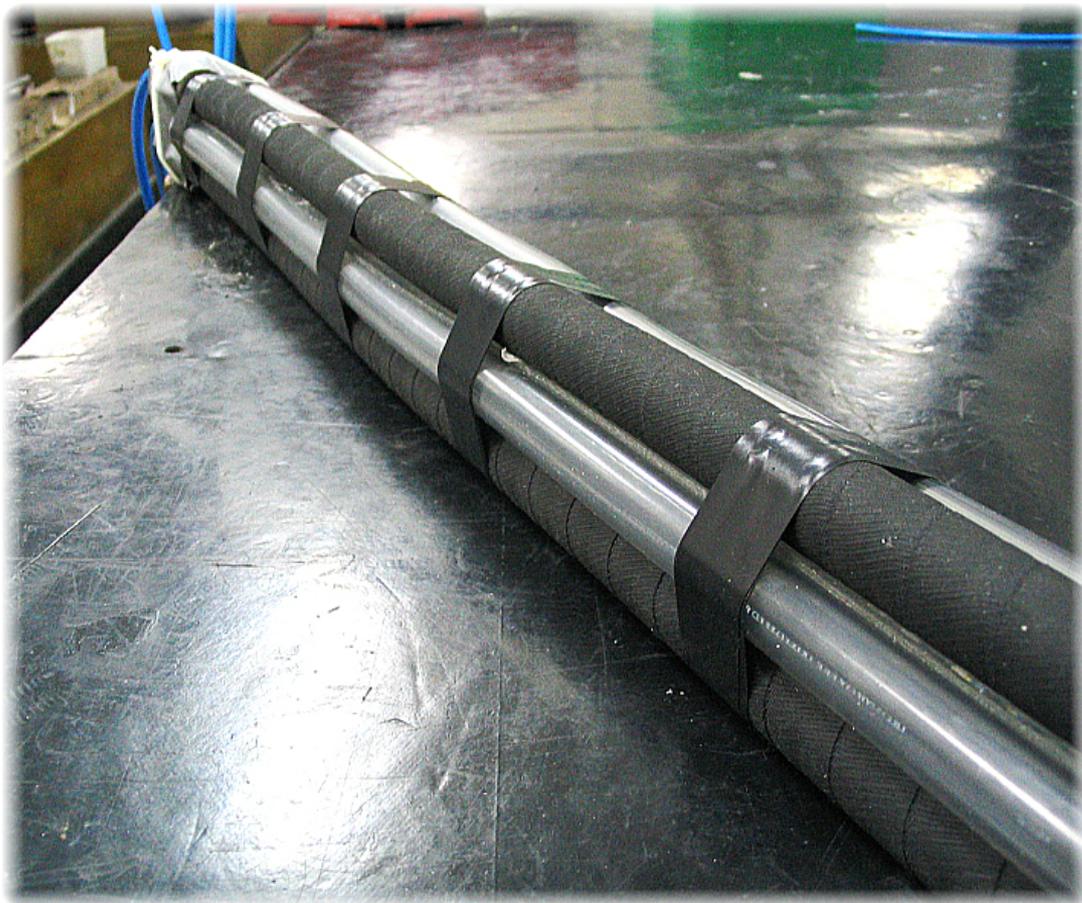


Figura 78: 6ª Geração, músculos MAS -10 com espaçador de mangueira siliconada, revestidos com fita flexível

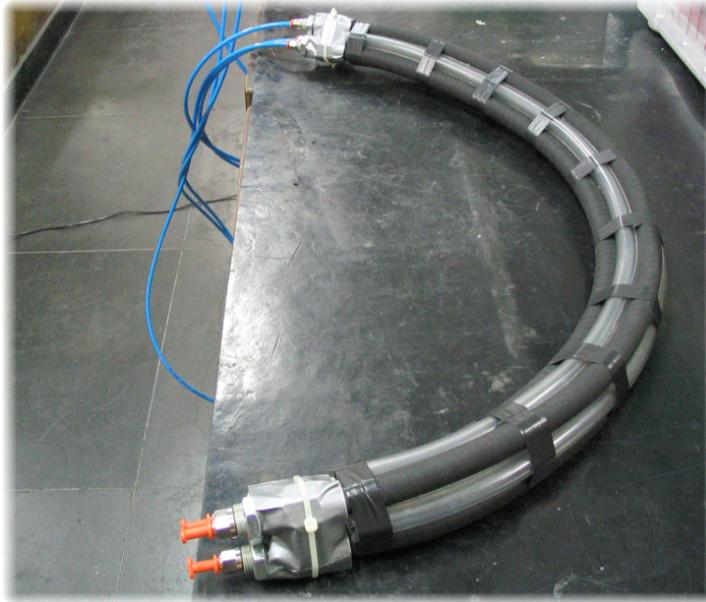


Figura 79: 6ª Geração, músculos MAS -10 com espaçador de mangueira siliconada, revestidos com fita flexível

A Fig. 80 ilustra um corte em perfil deste protótipo.

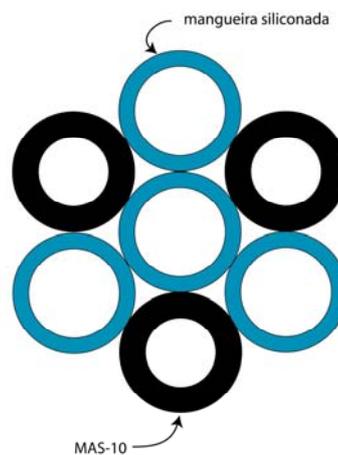


Figura 80: Desenho de um corte em perfil da 6ª geração



Figura 81: Flambagem de um dos músculos devido à pressão interna muito baixa

Através de uma foto tirada durante um experimento realizado, a Fig. 82 faz uma comparação entre a curvatura obtida com o elo e um círculo de raio R .

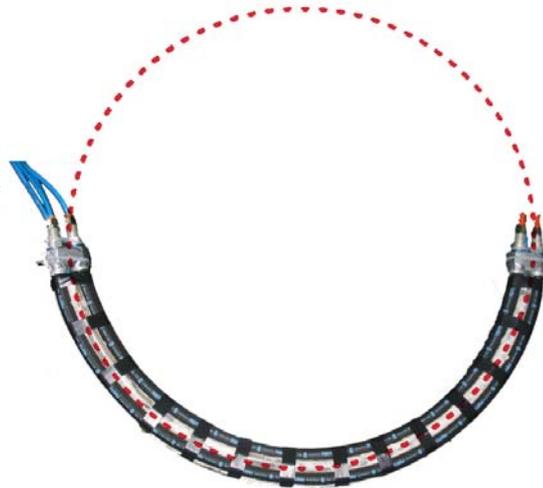


Figura 82: Comparação entre a curvatura do elo e um círculo de raio R

7ª Geração

Foram desenvolvidos espaçadores com o intuito de unir os benefícios trazidos pela fita flexível e pelo espaçador interno de mangueiras. Seguindo o exemplo dos anéis, foram confeccionados espaçadores rígidos e flexíveis, como mostra a Fig. 83. Os espaçadores rígidos fariam o papel da fita flexível, impedindo que os músculos se afastassem uns dos outros durante a execução dos movimentos e os espaçadores flexíveis fariam o papel de uma mola, se ajustando aos rígidos nos momentos em que o elo se curvasse. O espaçador rígido foi feito de polipropileno por ser um material anti-aderente e de mais baixo custo em comparação com materiais como teflon e polímeros sintéticos (para os desenhos técnicos dos espaçadores, consultar ANEXO). Optou-se por um material de dureza em torno de 30 *Shore A* para a confecção do espaçador flexível. O material encontrado no mercado que atendeu a esse requisito foi o silicone. Assim, o espaçador flexível foi confeccionado com silicone de dureza 25 *Shore A*, por ser a menor dureza conseguida para este material.



Figura 83: Espaçador rígido de polipropileno (branco) e espaçador flexível de silicone (preto)

O espaçador flexível possuía o dobro da espessura do rígido, para tornar o conjunto final do elo mais flexível. Ambos os espaçadores possuíam o mesmo protejo. Os furos externos possibilitam a passagem de tubos de pressão para o próximo elo, para o caso de um manipulador com mais elos. O perfil central foi desenhado para possibilitar a passagem do conector sextavado da extremidade do músculo durante a montagem do espaçador e dos músculos, como ilustra a Fig. 84. Os espaços por onde passariam os músculos tinham o mesmo diâmetro do músculo em sua maior contração, em torno de 21mm.

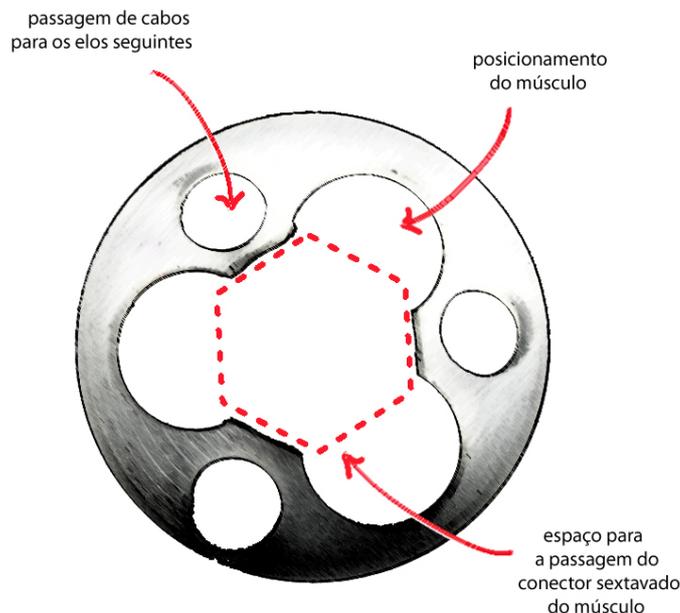


Figura 84: Desenho do espaçador com as suas funções

A Fig. 85 apresenta o elo depois de montado.

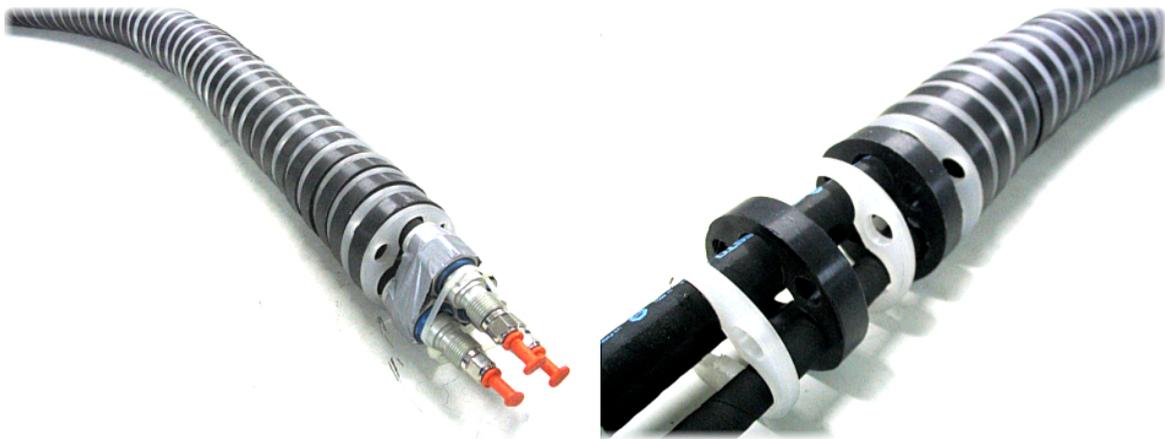


Figura 85: 7ª Geração, músculos MAS-10 com espaçadores de polipropileno e de silicone intercalados

Foram detectados alguns problemas durante os experimentos com esse protótipo. A dureza do espaçador flexível não foi baixa o suficiente, causando certa resistência durante os movimentos. O principal problema verificado foi com relação ao espaço interno dos espaçadores, que fez com que os músculos ficassem soltos e não necessariamente alinhados, prejudicando muito a movimentação do elo. A disposição dos músculos no interior dos espaçadores fazia com que o elo assumisse formas aleatórias ao ser pressurizado, como mostra a Fig. 86. Através deste experimento verificou-se que é extremamente importante que os músculos não consigam executar nenhum movimento relativo entre eles, estando sempre fixos uns aos outros. Qualquer movimentação relativa que aconteça, mesmo que de segunda ordem, influencia diretamente na movimentação do manipulador, conseqüentemente, no seu raio de curvatura final.



Figura 86: Movimentação desordenada dos músculos no interior dos espaçadores gerando formas aleatórias.

A Fig. 87 ilustra um corte em perfil deste protótipo.

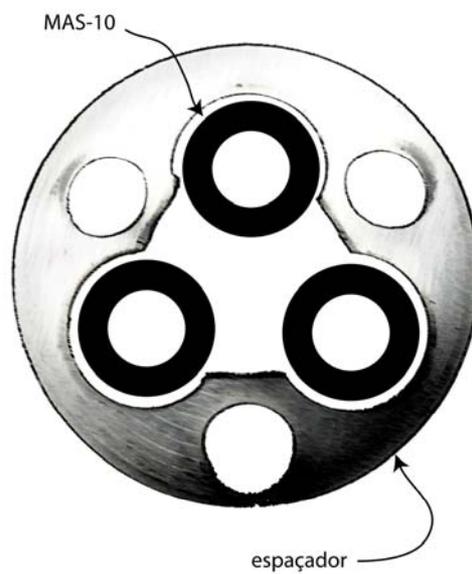


Figura 87: Desenho de um corte em perfil da 7^a geração

A questão do espaço vazio no centro dos espaçadores fez com que a rigidez axial do elo fosse muito baixa, não conseguindo sustentar o próprio peso, como revela a Fig. 88.

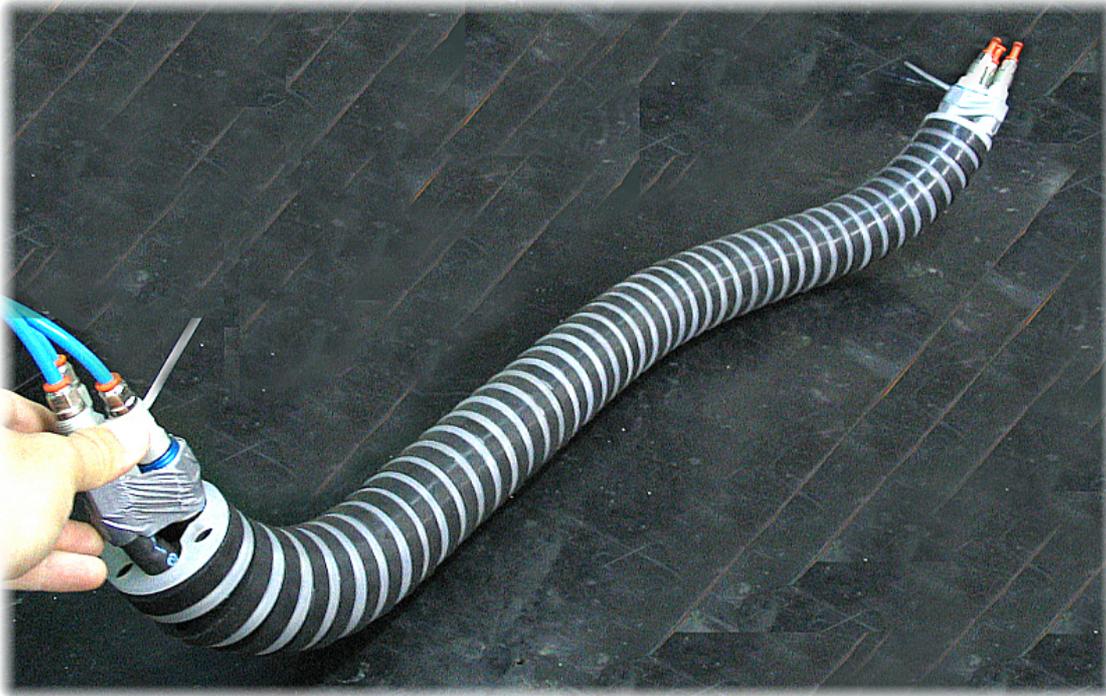


Figura 88: Demonstração da baixa rigidez axial do elo

8ª Geração

Devido aos problemas apresentados pela geração anterior, os experimentos com a 6ª geração foram retomados devido ao desempenho satisfatório obtido com este protótipo. Foram feitas implementações de novos materiais com o intuito de aprimorar as técnicas de construção deste elo. A fita flexível foi substituída por um tubo termo-retrátil (Fig. 89), com as seguintes características:

- alta flexibilidade;
- parede fina;
- taxa de encolhimento na razão de 2:1;
- fabricado em poliolefina;
- retardante a chama;
- possui boa resistência mecânica;
- excelente resistência ao calor;

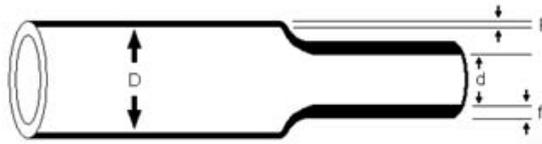


Figura 89: Dimensões do termo retrátil

Tabela 5: Especificações técnicas do termo retrátil

| Medida Comercial | | Antes da Contração | | Depois da Contração | |
|------------------|---------------|------------------------|----------------------------|-------------------------|----------------------------|
| Milímetros (mm) | Polegadas (") | D Diâmetro Interno(mm) | F Espessura da Parede (mm) | d Diâmetro Interno (mm) | f Espessura da Parede (mm) |
| 76,2 | 3 | 81,0 ± 1,0 | 0,55 | 38,10 | 1,20 |

A Fig. 90 mostra a aplicação do termo retrátil no elo.



Figura 90: Montagem do termo retrátil no elo

Apesar de continuar flexível mesmo após a contração, o termo-retrátil restringiu um pouco a movimentação do elo, como mostra a Fig. 91.

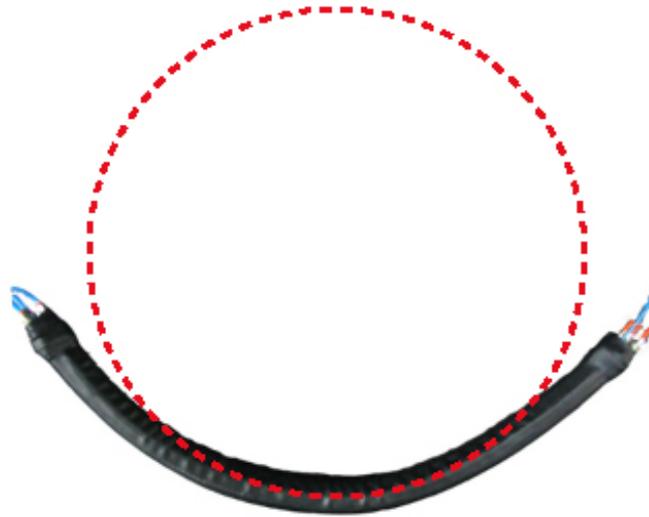


Figura 91: Comparação entre a curvatura do elo e um círculo representando a curvatura de gerações anteriores sob mesma diferença de pressão

O tubo termo retrátil foi substituído por uma atadura elástica (Nexcare 3M, ver ANEXO), composta de fibras de poliéster não-tecido combinadas com fibras elásticas, recobertas por adesivo seco à base de látex natural. A atadura possui as seguintes características:

- auto-aderente;
- amoldável;
- porosa.

A atadura foi enrolada ao longo do comprimento do elo, como mostra a Fig. 92.

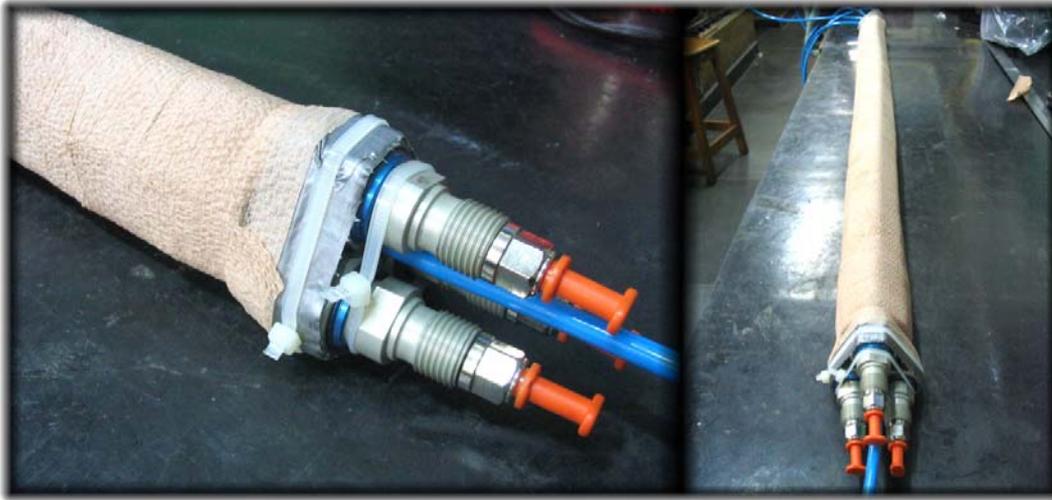


Figura 92: Montagem da atadura elástica no elo, com espaçadores internos siliconados

O tubo termo-retrátil foi usado como acabamento para as extremidades do elo, fixando as pontas da atadura elástica e reforçando a união dos conectores dos músculos, como mostra a Fig. 93.

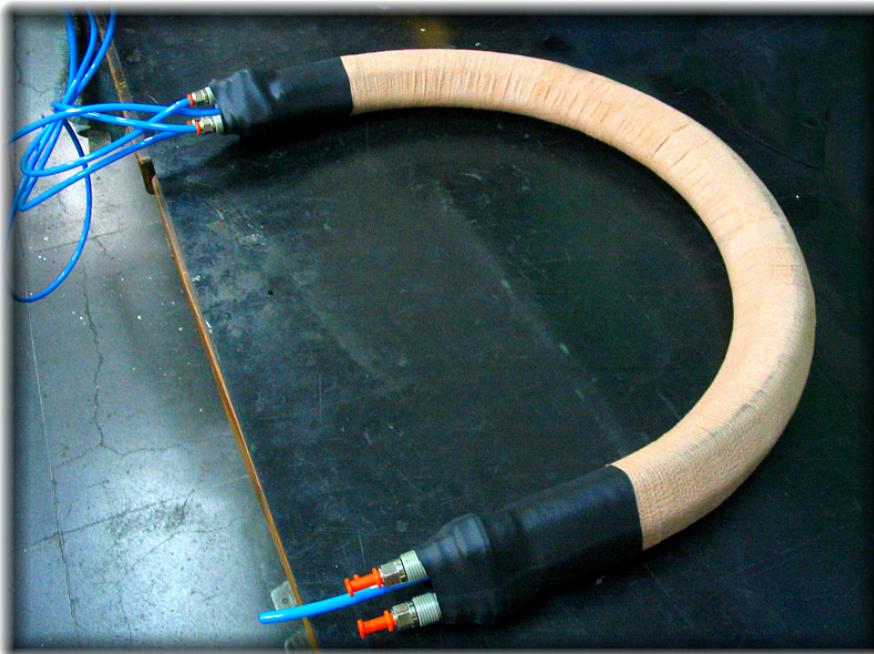


Figura 93: Elo revestido com atadura elástica com acabamento de tubo termo-retrátil

A Fig. 94 faz uma comparação da curvatura de três protótipos (gerações 6 e 8). Os protótipos possuem o mesmo princípio de construção, porém com revestimentos diferentes.

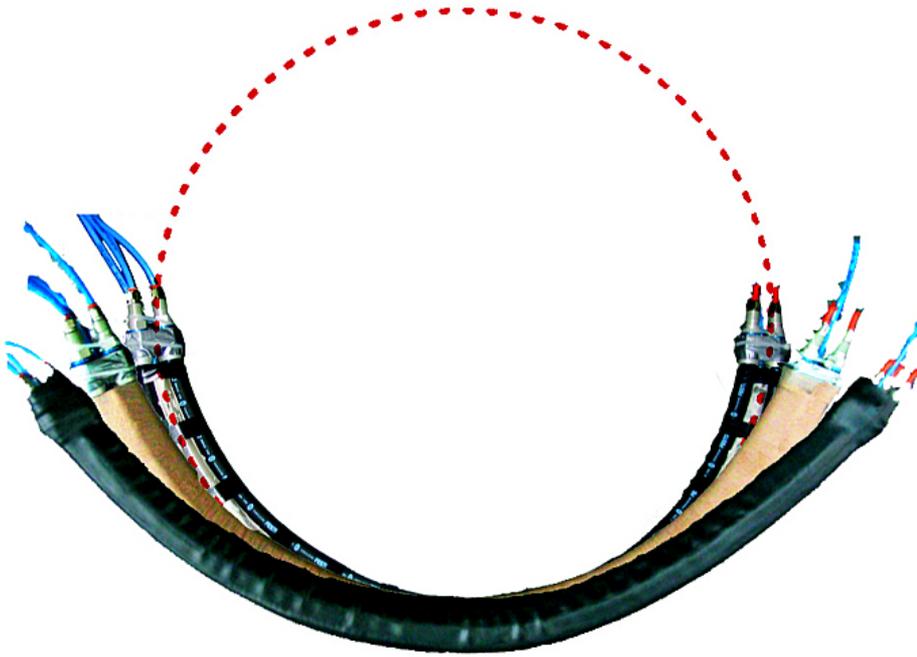


Figura 94: Comparação entre a curvatura de protótipos iguais com revestimentos diferentes (do menor ao maior raio: elo sem revestimento, revestido com atadura elástica e revestido com tubo termo-retrátil)

A próxima seção aborda a inserção de um tubo corrugado externo ao elo como forma de aumentar a sua rigidez à torção.

3.5.3. Elo com Corrugado

Durante os experimentos, alguns protótipos apresentaram uma baixa rigidez com relação à torção, fazendo com que a sua extremidade tombasse para um dos lados. Uma forma de reforçar essa rigidez foi encontrada acoplando à estrutura do elo um tubo (ou mangueira) flexível externo, como se fosse uma capa. Esse tubo deve ser bastante flexível para não restringir os movimentos do elo e reforçado por fibras ou fios ao longo do seu comprimento, de forma espiral ou circular, para apresentar uma boa rigidez à torção. Este tubo também teria a função de proteger os músculos do meio exterior.

Uma vasta pesquisa foi realizada. Os tubos corrugados foram os que mais se adequaram às características buscadas. Alguns tipos de tubos corrugados são apresentados a seguir.

Mangueira de Poliuretano Reforçada

Essa mangueira é fabricada em poliuretano e reforçada com aço cobreado folheado espiral (Kanaflex, modelo KPUC, ver ANEXO), como mostra a Fig. 95.

Possui a superfície interior lisa. É muito leve e possui uma ótima flexibilidade. Permite uma alta resistência à abrasão e à flexão devido às características do poliuretano, que são 5 vezes superiores em relação ao PVC. Boa resistência aos agentes atmosféricos e a uma vasta gama de produtos químicos.



Figura 95: Mangueira de poliuretano revestida com fio de aço cobreado

Tabela 6: Especificações da mangueira de poliuretano

| Diâmetro Nominal | | Peso | Espessura Mínima | Espessura Máxima | Raio de Curvatura |
|------------------|------|------|------------------|------------------|-------------------|
| mm | pol. | g/m | mm | mm | mm |
| 76 | 3 | 510 | 0.5 | 2.3 | 65 |

Tubo Corrugado de PTFE

Os tubos corrugados *Tex-Flex* são capazes de atingir curvaturas com raios muito pequenos sem que o raio interno do tubo se modifique (*TexLoc*, modelo *Tex-Flex*, ver ANEXO), como ilustra a Fig. 96. Por serem transparentes eles permitem a monitoração de materiais que estão no interior do tubo. São excelentes isolantes elétricos e muito resistentes a líquidos corrosivos (como ácidos) por serem fabricados em PTFE. Seu corrugado é em forma de anéis circulares. O tubo possui abas lisas nas extremidades, facilitando o acoplamento com outras estruturas. As especificações deste tubo são referenciadas da Tabela 7.

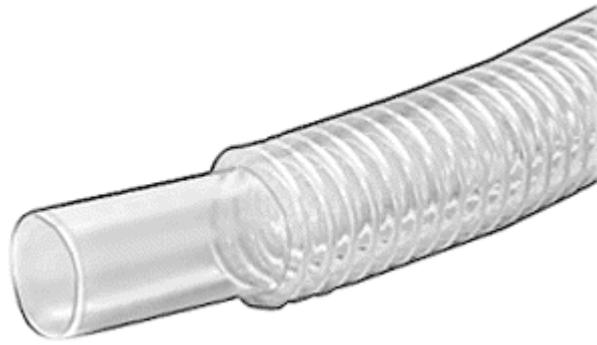


Figura 96: Tubo corrugado de PTFE

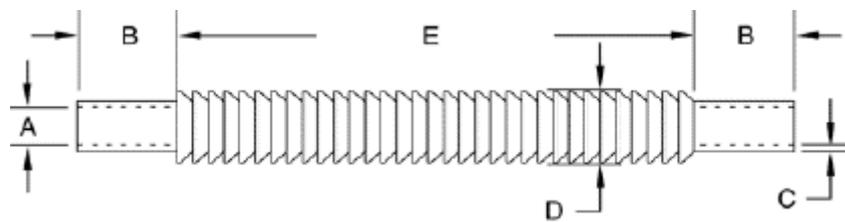


Figura 97: Tubo corrugado de PTFE com suas dimensões características

Tabela 7: Especificações do tubo de PTFE

| A | | B | C | D | Raio de Curvatura |
|-------------------------|------|--------------------|---------------------|------------------|-------------------|
| Diâmetro interno máximo | | Comprimento da aba | Espessura da parede | Diâmetro externo | |
| mm | pol. | mm | mm | mm | mm |
| 63,5 | 2,5 | 63,5 | 1,78 | 85,3 | 31,75 |

Mangueiras de PVC

Mangueiras de PVC (Kanaflex S/A, ver ANEXO) possuem reforço espiralado helicoidal, são flexíveis, com superfície interna lisa e boa resistência a ações químicas e mecânicas (impacto e abrasão). São compostas pela combinação de dois tipos de PVC:

- PVC rígido que compõe a espiral (alma) da mangueira, sendo este responsável por dar forma ao produto, provendo este de resistência ao fechamento (vácuo) e influenciando, em parte, em sua resistência à pressão;

- PVC flexível que envolve externamente a espiral rígida formando a mangueira. É também o responsável pela resistência à pressão e a abrasão da mangueira e influencia em grande parte na sua flexibilidade.

O modelo KV, em especial, é destacado, vide Fig. 98.

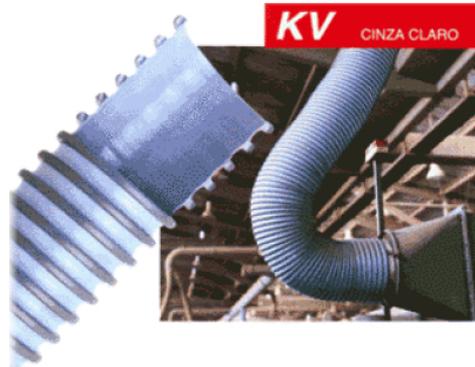


Figura 98: Mangueira de PVC modelo KV

Tabela 8: Especificações da mangueira de PVC Kanaflex KV

| Diâmetro Nominal | | Diâmetro interno | Diâmetro Externo | Raio de Curvatura |
|------------------|------|------------------|------------------|-------------------|
| Mm | pol. | mm | mm | mm |
| 65 | 2,5 | 62,5 | 75,0 | 65 |

Verificou-se que as mangueiras de PVC possuíam resistência à flexão muito alta, restringindo os movimentos do elo. Os tubos de PTFE, por outro lado, são uma excelente opção de revestimento, porém não foram feitos testes com o mesmo devido à dificuldade de aquisição do material. Desse modo, foi utilizada nos testes somente a mangueira de poliuretano reforçada com um fio de aço cobreado como reforço externo por se tratar de um material de fácil aquisição no mercado e bastante flexível. A mangueira de poliuretano contribuiu muito para o aumento da rigidez à torção do elo. O sistema não apresentou perdas de movimentação pelo fato de este tipo de mangueira ser extremamente flexível. Este corrugado pode ser visto na Fig. 99 e em detalhe na Fig. 100, aplicado ao elo construído com mangueiras de silicone reforçadas com anéis rígidos e flexíveis, espaçadas por espaçadores de Fenolite (ver item 3.5.2, 4ª geração).



Figura 99: Elo reforçado com mangueira de poliuretano externa



Figura 100: Detalhe da mangueira de poliuretano externa

O próximo capítulo apresenta os resultados obtidos a partir de experimentos feitos com o melhor protótipo desenvolvido, ou seja, o protótipo que apresentou o menor raio de curvatura para pressões de 6 bar, levando-se em consideração o aprimoramento das técnicas de montagem utilizadas. As suas principais características são descritas a seguir.