



BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
65 NĂM XÂY DỰNG VÀ PHÁT TRIỂN

TRẦN MINH THẾ UYÊN
PHẠM SƠN MINH

GIÁO TRÌNH
**THIẾT KẾ PHÁT TRIỂN
SẢN PHẨM PHUN ÉP NHỰA**



NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP. HỒ CHÍ MINH

TRẦN MINH THẾ UYÊN
PHẠM SƠN MINH

GIÁO TRÌNH
**THIẾT KẾ PHÁT TRIỂN
SẢN PHẨM PHUN ÉP NHỰA**

NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC QUỐC GIA
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH - 2023

LỜI NÓI ĐẦU

Trong quá trình phát triển sản phẩm nhựa, thiết kế sản phẩm và thiết kế khuôn đều quan trọng và phụ thuộc vào nhau nhằm tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình thiết kế chế tạo khuôn mẫu. Sẽ thật hữu ích cho cả kỹ sư thiết kế sản phẩm và khuôn hiểu về quá trình thiết kế sản phẩm. Cuốn sách này được biên soạn nhằm hỗ trợ bạn đọc hiểu và thiết kế được các sản phẩm nhựa mà không cần quá nhiều kiến thức về vật liệu nhựa.

Kiến thức trong cuốn sách bao gồm nhiều hướng dẫn liên quan đến các vấn đề kết cấu, hình dáng sản phẩm, các chi tiết tiêu chuẩn như bánh răng, ổ bi, ổ đỡ, lò xo, các sản phẩm chịu áp lực cũng như nhiều ứng dụng khác nhau của sản phẩm ép phun nhựa nhiệt dẻo. Cuốn sách giúp bạn đọc hiểu rõ các tính chất của vật liệu nhựa, cũng như lựa chọn vật liệu nhựa phù hợp với yêu cầu của mỗi loại sản phẩm, áp dụng các kỹ thuật thiết kế nhằm đảm bảo tính năng, độ bền, độ cứng sản phẩm, các tiêu chuẩn về kích thước và dung sai, dạng hình học sản phẩm để tránh xảy ra các khuyết tật khi phun ép,... với mục đích cuối cùng là đem lại một sản phẩm nhựa hoàn thiện đến tay người dùng.

Cuốn sách là một khởi đầu tốt cho các bạn bắt đầu một hành trình không ngừng, không chỉ mở mang kiến thức về sản phẩm nhựa, mà còn hỗ trợ rất nhiều trong quá trình thiết kế chế tạo khuôn. Nhóm tác giả đã biên soạn cuốn sách này với sự giúp đỡ tận tình của các đồng nghiệp và sinh viên Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM, nhằm dùng làm tài liệu học tập cho môn học THIẾT KẾ PHÁT TRIỂN SẢN PHẨM, dùng cho sinh viên đại học và học viên cao học thuộc nhóm ngành Kỹ thuật Cơ khí.

Giáo trình được hoàn thành với sự đóng góp:

- Chương 1: Phạm Sơn Minh, Trần Minh Thế Uyên
- Chương 2 và 3: Phạm Sơn Minh
- Chương 4 và 5: Trần Minh Thế Uyên

Trong quá trình biên soạn, không thể tránh khỏi những thiếu sót. Nhóm tác giả rất mong nhận được sự góp ý của độc giả để lần tái bản sau được hoàn thiện hơn. Mọi ý kiến đóng góp xin vui lòng gửi về địa chỉ email: uyentmt@hcmute.edu.vn hoặc minhps@hcmute.edu.vn.

TP Hồ Chí Minh, tháng 02 năm 2022

Nhóm tác giả

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1

THIẾT KẾ KẾT CẤU SẢN PHẨM NHỰA	9
1.1 Độ dày sản phẩm đồng nhất và đối xứng.....	9
1.2 Góc vát (nghiêng) thoát khuôn.....	13
1.3 Thiết kế gân.....	14
1.4 Góc nhọn và rãnh bên trong sản phẩm.....	18
1.5 Các vấu lồi.....	19
1.6 Sản phẩm có ren.....	22
1.6.1 Lỗ có thể tháo lắp cho ren trong khuôn.....	23
1.6.2 Ren tiêu chuẩn cho sản phẩm nhựa.....	24
1.7 Sản phẩm có Undercut.....	28
1.8 Bản lề tích hợp (Integral Hinges).....	34
1.8.1 Thiết kế khớp nối động.....	36
1.8.2 Chú ý thiết kế khuôn cho bản lề.....	40
1.8.3 Thiết kế công vào nhựa phù hợp cho độ bền bản lề.....	45
1.8.4 Các loại bản lề thông thường.....	47
1.9 Insert kim loại cho nhựa nhiệt dẻo phun ép.....	49
1.9.1 Gia công ren kèm dung sai.....	52
1.9.2 Độ dày thành sản phẩm cho insert kim loại.....	54
1.9.3 Lắp ráp insert kim loại khi phun ép nhựa.....	57
1.9.4 Các loại insert ren trong bằng kim loại.....	57
1.9.5 Phương pháp cố định insert bằng neo.....	61
1.9.6 Các vấn đề về quá trình lắp ống lót kim loại.....	64
1.9.7 Phun ép sản phẩm với insert kim loại.....	65

CHƯƠNG 2

THIẾT KẾ BÁNH RĂNG NHỰA	72
2.1 Phân loại bánh răng.....	72
2.1.1 Bánh răng truyền động giữa các trục song song.....	73
2.1.2 Bánh răng truyền động giữa các trục giao nhau.....	77
2.1.3 Bánh răng truyền động giữa các trục chéo nhau.....	80
2.1.4 Bánh răng cho truyền động thẳng.....	83
2.2 Bộ truyền bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun tiêu chuẩn.....	84
2.2.1 Lựa chọn nhựa nhiệt dẻo cho bánh răng.....	86
2.2.2 Phương trình công suất cho bánh răng.....	90
2.2.3 Thuật ngữ và định nghĩa bánh răng thẳng.....	91

2.3 Các tính chất cần thiết cho bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun.....	96
2.4 Thiết kế bánh răng nhựa nhiệt dẻo.....	97
2.4.1 Tác động của khe hở đối với kích thước độ tròn của bánh răng nhựa nhiệt dẻo	100
2.4.2 Thiết kế đa chức năng bánh răng nhựa nhiệt dẻo.....	103
2.4.3 Lắp ráp bánh răng nhiệt dẻo trên trục kim loại.....	105
2.4.4 Bánh răng tiêu chuẩn, phương trình và tính toán.....	107
2.4.5 Khe hở cạnh răng của bánh răng trụ răng thẳng	108
2.4.6 Lựa chọn kích thước răng bánh răng tiêu chuẩn.....	111
2.4.7 Dung sai tổng hợp bánh răng tiêu chuẩn.....	113
2.5 Dung sai và độ co rút của bánh răng nhựa nhiệt dẻo	117
2.6 Bánh răng nghiêng tiêu chuẩn.....	119
2.7 Bánh răng côn răng thẳng tiêu chuẩn.....	121
2.8 Tiêu chuẩn bánh răng trục vít.....	123
2.9 Phân tích tiêu chuẩn bánh răng trục vít.....	126
2.10 Thiết kế bánh răng nhựa.....	127
2.10.1 Bánh răng thẳng và nghiêng kiểu PGT-1	128
2.10.2 Bánh răng thẳng và răng nghiêng kiểu PGT-2	130
2.10.3 Bánh răng thẳng và răng nghiêng kiểu PGT-3	131
2.10.4 Bánh răng thẳng và răng nghiêng kiểu PGT-4	132
2.10.5 Các biến thể của răng được thiết kế theo hệ thống PGT	134
2.10.6 Đường kính vòng đỉnh tối đa D_o (Max.)	135
2.10.7 So sánh các kiểu răng thẳng	136
2.10.8 So sánh hình dạng bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp	138
2.10.9 Cân bằng độ bền bánh răng thẳng ăn khớp PGT	140
2.10.10 Khoảng cách tâm ăn khớp khít bánh răng thẳng PGT.....	142
2.10.11 Khoảng cách tâm ăn khớp khít lớn nhất.....	144
2.11 Bánh răng trụ răng nghiêng nhựa nhiệt dẻo PGT	150
2.11.1 PTG-1 Cân bằng lực trong ăn khớp bánh răng xoắn.....	157
2.11.2 PGT-1 Khoảng cách trung tâm của bánh răng nghiêng ăn khớp.....	160
2.12 Công suất định mức của bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng PGT	162
2.13 Thông số kỹ thuật cho bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng.....	167

CHƯƠNG 3

THIẾT KẾ Ổ TRƯỢT ĐỠ NHỰA	175
3.1 Giới thiệu	177
3.2. Vật liệu dùng cho ổ trượt đỡ	175
3.2.1 Ổ trượt đỡ bằng batbit	176
3.2.2 Ổ trượt đỡ bằng đồng.....	176
3.2.3 Ổ trượt đỡ kim loại xốp thiêu kết	176
3.2.4 Ổ trượt đỡ tự bôi trơn đồng	177
3.2.5 Ổ trượt đỡ Carbon Graphite	177
3.2.6 Ổ trượt đỡ bằng gang.....	177
3.2.7 Ổ trượt đỡ bằng gỗ	177
3.2.8 Ổ trượt đỡ cao su thô	178
3.2.9 Ổ trượt đỡ nhiệt dẻo tự bôi trơn	178
3.3 Thủy động lực học bôi trơn	179
3.4 Thiết kế ổ trượt đỡ để bôi trơn.....	184
3.5 Nguyên tắc thiết kế ổ trượt	189
3.5.1 Thuật ngữ và phương trình của ổ trượt đỡ	189
3.5.2 Độ dày thành dọc ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo ép phun	192
3.5.3 Lắp ổ trượt đỡ nhiệt dẻo	193
3.6 Ổng lót của ổ đỡ nhựa nhiệt dẻo	194
3.7 Ổ trượt nhựa nhiệt dẻo tự định tâm	196
3.8 Bề mặt chịu tải ổ trượt đỡ (C).....	198
3.9 Phản ứng tải theo chiều dài của ổ trượt đỡ nhiệt dẻo	200
3.10 Khiếm khuyết trong quá trình ép ổ trượt đỡ	201
3.11 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất ổ trượt	204
3.12 Các yếu tố ảnh hưởng đến kích thước ổ đỡ trượt.....	204
3.12.1 Tỷ lệ đường kính từ trong ra ngoài của ổ đỡ trượt	205
3.12.2 Các yêu cầu và chuyển động của ổ đỡ trượt.....	205
3.12.3 Ủ nhiệt ổ đỡ trượt nhựa nhiệt dẻo	205
3.12.4 Ảnh hưởng của độ ẩm tới tính chất của nhựa Acetal Homopolymer	206
3.12.5 TFE và Nylon 6/6 và ảnh hưởng của độ ẩm	207
3.12.6 Ảnh hưởng của nhiệt độ đến ổ đỡ trượt nhựa nhiệt dẻo	208
3.12.7 Ảnh hưởng của nhiệt độ tới độ hở của ổ đỡ trượt nhiệt dẻo	209
3.13 Áp suất ổ đỡ trượt (PV) giới hạn	210
3.13.1 Phương pháp xác định giá trị giới hạn PV của nhựa	212
3.13.2 Hệ số ma sát ổ trượt.....	213
3.13.3 Hư hỏng ổ trượt do khoảng hở nhỏ	213

3.13.4 Định nghĩa các dạng mòn khác nhau.....	214
3.14 Vật liệu ảnh hưởng độ cứng và hoàn thiện bề mặt	215
3.15 Sự tự bôi trơn của ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo.....	216

CHƯƠNG 4

THIẾT KẾ Lò XO NHỰA	220
4.1 Giới thiệu	220
4.2 Thiết kế lò xo phun ép nhựa nhiệt dẻo.....	221
4.3 Lò xo nén xoắn nhựa nhiệt dẻo.....	221
4.4 Lò xo thanh dầm nhựa nhiệt dẻo ép phun.....	224
4.5 Phân tích thiết kế lò xo thanh dầm.....	227
4.5.1 Phương pháp phân tích dầm công xôn dùng mô đun đàn hồi <i>E</i>	227
4.5.2 Phương pháp phân tích dầm công xôn dùng đường cong quan hệ ứng suất biến dạng	228
4.5.3 Phương pháp phân tích lò xo thanh dầm dùng số liệu thực nghiệm	228
4.6 Ứng dụng lò xo nhựa nhiệt dẻo.....	233
4.7 Lò xo hình đĩa được làm bằng nhựa nhiệt dẻo	245
4.7.1 Phân tích lò xo dạng đĩa được làm từ nhựa Acetal.....	246
4.7.2 Khả năng tải của lò xo dạng đĩa	249
4.7.3 Đặc tính chịu tải lâu dài của lò xo dạng đĩa	250

CHƯƠNG 5

THIẾT KẾ CHI TIẾT NHỰA CHỊU ÁP LỰC	251
5.1 Chi tiết nhựa mỏng chịu áp lực.....	251
5.2 Nguyên tắc cơ bản xi lanh có bề dày mỏng.....	252
5.3 Chi tiết nhựa chịu áp lực có bề dày lớn	255
5.3.1 Phương trình Lamé cho xi lanh dày.....	255
5.3.2 Ứng suất cực đại với áp lực bên trong và bên ngoài	260
5.3.3 Ứng suất cực đại chỉ áp suất bên trong	260
5.4 Cách thiết kế ống trụ để giảm chi phí	262
5.5 Thiết kế chi tiết nhựa nhiệt dẻo chịu áp suất hình ống	264
5.6. Kiểm tra nguyên mẫu ống chịu áp suất bằng nhựa nhiệt dẻo	267
5.7 Tiêu chuẩn của chi tiết chịu áp suất	268

TÀI LIỆU THAM KHẢO	270
---------------------------------	------------

CHƯƠNG 1

THIẾT KẾ KẾT CẤU SẢN PHẨM NHỰA

Mục tiêu chương 1: Trình bày về kết cấu sản phẩm nhựa

Sau khi học xong chương này, người học có khả năng:

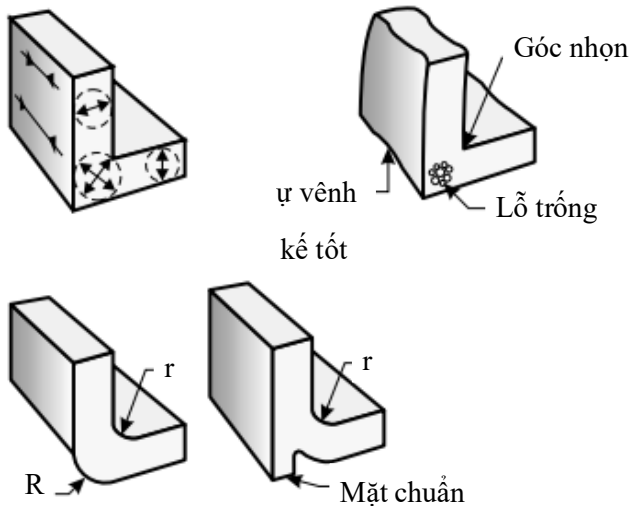
- 1) Trình bày được các kết cấu và yêu cầu của sản phẩm nhựa.
- 2) Trình bày được cách thiết kế sản phẩm nhựa để giảm thiểu các khuyết tật khi ép phun.

1.1 Độ dày sản phẩm đồng nhất và đối xứng

Nguyên tắc thiết kế các sản phẩm nhựa: đảm bảo độ dày của sản phẩm là đồng nhất và đối xứng.

Độ dày thành sản phẩm nhựa không đồng đều có thể gây ra các vấn đề về cong vênh và khó kiểm soát kích thước các sản phẩm ép phun. Thành sản phẩm dày gây ra không chỉ co rút bên trong hoặc lỗ rỗng hoặc vết lõm bề mặt, mà còn co ngót lớn dẫn đến khó kiểm soát kích thước và cong vênh.

Thiết kế thành vuông góc (Hình 1.1) gây ra các vấn đề như co rút không đều, cong vênh (lõm) của cả hai thành và các lỗ rỗng bên trong góc của thành dày hơn. Hai thiết kế bên dưới được khuyến khích dùng để tránh những vấn đề này.



Hình 1.1: Sản phẩm có góc vuông

Hình 1.2 Cho thấy một thiết kế mặt cắt ngang sản phẩm có thể gây ra các vấn đề về phun ép và thiết kế được đề nghị sử dụng là dùng bề dày mỏng hơn có các gân tăng cứng.

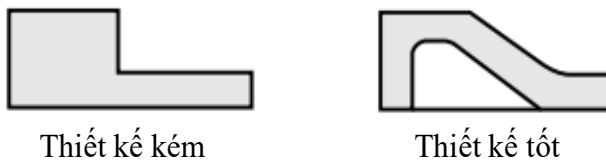


Hình 1.2: Thiết kế thành mỏng đồng nhất và ngược lại

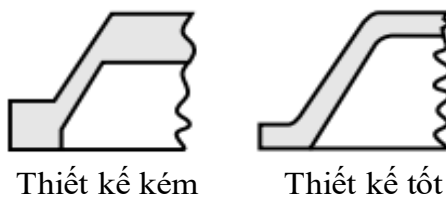
Hình 1.3, 1.4, 1.5 và 1.6 là các ví dụ về một phần độ dày thành không đồng nhất nên được thay thế bằng thiết kế có độ dày sản phẩm đồng nhất.



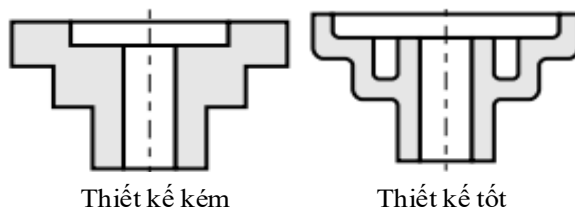
Hình 1.3: Thành sản phẩm được cải tiến



Hình 1.4: Bề dày đồng nhất được cải thiện



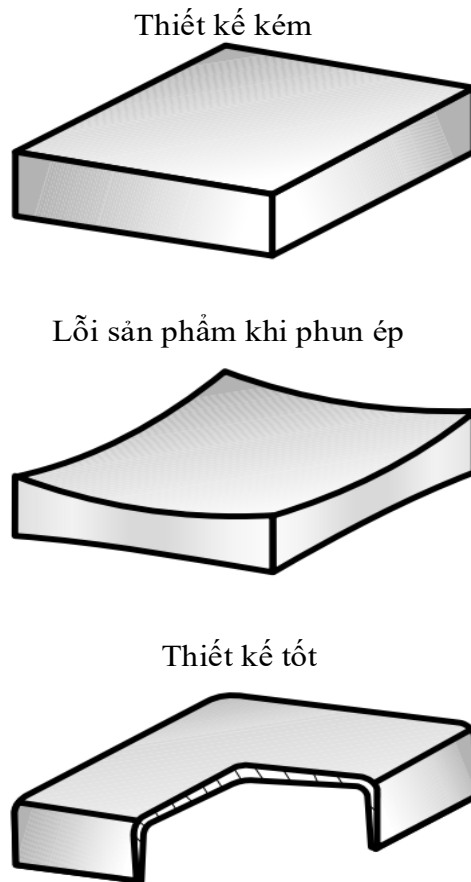
Hình 1.5: Bề dày đồng nhất được cải thiện



Hình 1.6: Bề dày đồng nhất được cải thiện

Các khuyết tật nghiêm trọng nhất gây ra bởi hình dạng sản phẩm trong quá trình ép phun là cong vênh, khoảng trống bên trong, lõm bề mặt, sai lệch kích thước.

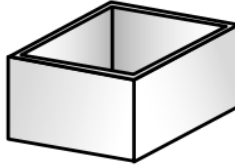
Các vấn đề này được minh họa trong Hình 1.7, trong đó, ví dụ là thiết kế kém của khay hình chữ nhật có độ dày thành đồng nhất. Các góc của bề mặt trên khay bị cong lên trên, trong khi các thành bên bị cong vào trong. Thiết kế được đề xuất yêu cầu một phần lõi hình cầu nhỏ trên bề mặt trên cùng và các thành bên để bù đắp cho sự cong vênh, với bán kính ở tất cả các góc và thành thuôn nhọn đồng đều bắt đầu từ giữa.



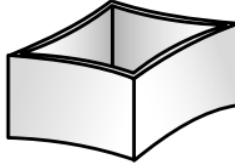
Hình 1.7: Vấn đề gập phải khi thiết kế khay hình chữ nhật

Hình 1.8, ví dụ là một thiết kế của hộp vuông. Các thành bên thẳng đứng của hộp phun ép bị cong vênh vào trong. Thiết kế được đề nghị yêu cầu lõi ra nhỏ trên các thành bên để bù đắp cho sự cong vênh và bán kính ở tất cả các góc.

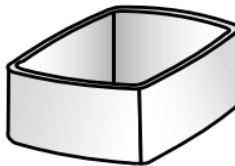
Thiết kế kém



Lỗi sản phẩm khi phun ép

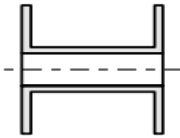


Thiết kế tốt

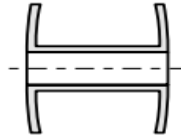


Hình 1.8: Vấn đề gập phải khi thiết kế hộp vuông

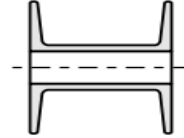
Hình 1.9, 1.10 và 1.11 là ví dụ khác về việc thiết kế chi tiết dạng ống và dạng chữ “U”. Các thành đứng vuông góc nên để bị cong vênh. Các thiết kế thích hợp có các thành và bán kính ở tất cả các góc.



Thiết kế kém



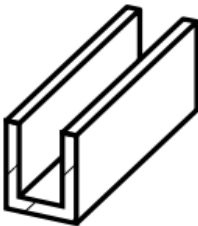
Lỗi sản phẩm khi phun ép



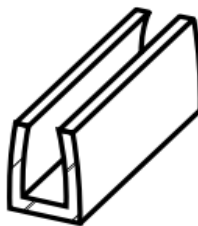
Thiết kế tốt

Hình 1.9: Vấn đề gập phải khi thiết kế sản phẩm dạng ống

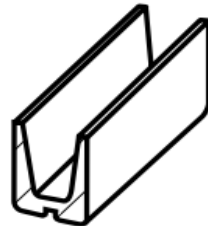
Thiết kế kém



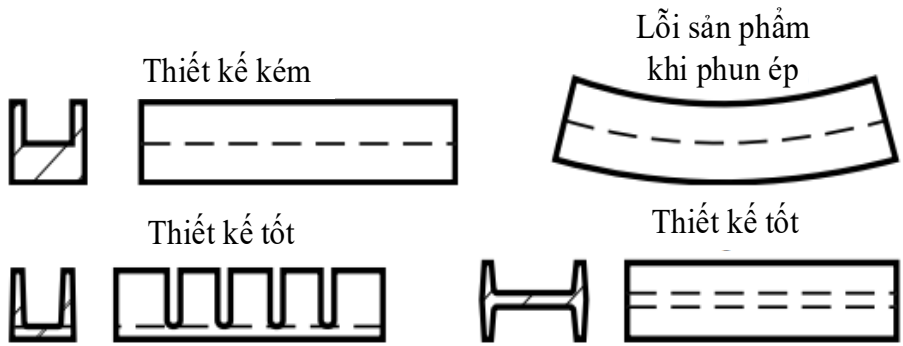
Lỗi sản phẩm khi phun ép



Thiết kế tốt



Hình 1.10: Vấn đề gập phải khi thiết kế dầm chữ “U”



Hình 1.11: Vấn đề gặp phải khi thiết kế dầm kết cấu

1.2 Góc vát (nghiêng) thoát khuôn

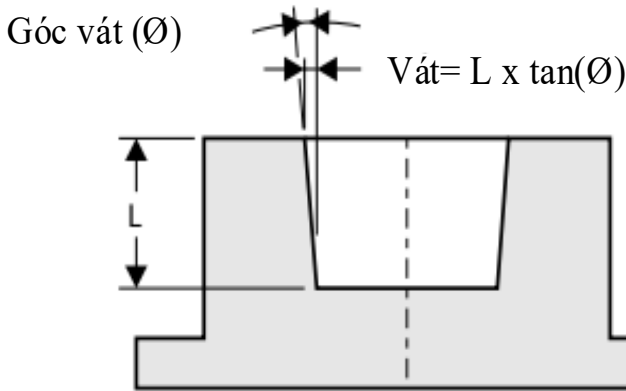
Các góc vát cho các thành bên trong và bên ngoài rất cần thiết để lấy các sản phẩm ra khỏi khuôn. Thành ngoài yêu cầu góc vát nhỏ hơn so với thành trong. Vật liệu nhựa nhiệt dẻo giãn nở thể tích khi được gia nhiệt, từ thể rắn chuyển qua thể lỏng và chuyển thành dòng chảy. Sau đó, dòng chảy nhựa được phun vào bên trong khuôn và nhựa co rút (giảm thể tích) khi nhiệt độ giảm, nhựa chuyển từ trạng thái lỏng về lại trạng thái rắn ban đầu. Độ co rút của sản phẩm nhựa là một đặc tính của nhựa, độ co rút này phụ thuộc vào độ dày sản phẩm, áp suất phun/thời gian phun, nhiệt độ khuôn và thời gian làm nguội. Trong quá trình co rút, các bề mặt sản phẩm bên ngoài thành co lại từ các hốc thành bên ngoài, trong khi các thành bên trong co lại xung quanh bề mặt lõi hoặc thành bên trong, điều này làm cho bề mặt bên ngoài và bề mặt bên trong sản phẩm có sự co rút khác nhau.

Nhựa nhiệt dẻo bán tinh thể có đặc tính co rút cao hơn vật liệu vô định hình. Các sản phẩm làm bằng vật liệu bán tinh thể đòi hỏi các góc vát cao hơn các thành bên trong của chúng, trong khi các vật liệu vô định hình có đặc tính co rút khuôn thấp hơn, đòi hỏi góc vát cao hơn các thành bên ngoài của chúng, nhiệt độ khuôn thấp hơn và thời gian làm nguội lâu hơn.

Đối với các thành bên ngoài, góc vát tối thiểu từ $0^{\circ}15'$ đến $0^{\circ}30'$ được khuyến dùng. Đối với bên trong thành, góc vát tối thiểu cho mỗi bức thành từ $0^{\circ}30'$ đến 1° được khuyến nghị.

Đối với các sản phẩm làm bằng nhựa gia cường sợi thủy tinh/sợi gia cường, bên trong không có kết cấu và độ sâu dưới 10mm, góc vát tối thiểu trên mỗi thành được khuyến nghị là 1° đến $1^{\circ}30'$. Đối với các thành bên trong có kết cấu sâu hơn 10mm, nên sử dụng góc vát tối thiểu trên mỗi thành từ $1^{\circ}30'$ đến 3° .

Hình 1.12 tính toán kích thước vát mỗi bên, dựa trên góc vát và độ sâu lòng khuôn.

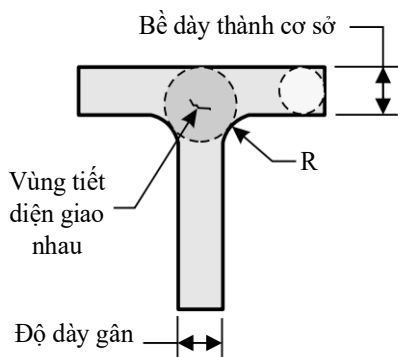


Hình 1.12: Góc vát lòng khuôn mỗi bên

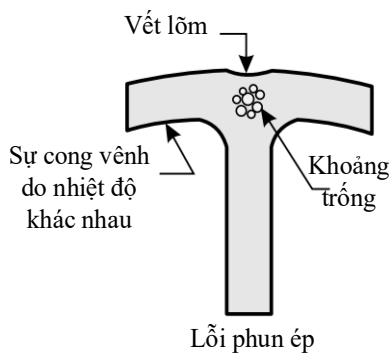
1.3 Thiết kế gân

Khi thiết kế các sản phẩm ép phun với vật liệu nhựa nhiệt dẻo, điều quan trọng là phải duy trì độ dày thành mỏng và đối xứng đồng nhất. Độ dày thành không đồng đều có thể gây ra cong vênh nghiêm trọng, vết lõm và các vấn đề về kích thước. Nếu độ bền hoặc độ cứng lớn hơn được yêu cầu, thì sử dụng gân tăng bền.

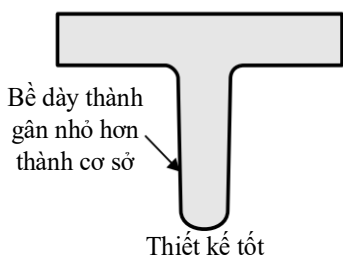
Đối với các sản phẩm đòi hỏi bề mặt tốt, việc lựa chọn nhựa nhiệt dẻo thích hợp là rất quan trọng. Đối với nhiều loại nhựa, nên tránh sử dụng gân, vì chúng tạo ra các vết lõm trên bề mặt bên ngoài và khuyết điểm này trở nên nghiêm trọng. Nếu tạo gân là cần thiết trong yêu cầu về hình dáng bề mặt, độ dày của gân phải bằng 40 đến 50% độ dày thành cơ sở, với góc thoát trên mỗi thành tối thiểu là $0^{\circ}45'$. Có một số loại nhựa cho bề mặt đối diện vùng gân tốt, ví dụ như PVC, ABS, PC, LCP, PBT và PET. Vấn đề về vết lõm có thể được cải thiện bằng cách ẩn các vết lõm phía sau một kết cấu bên ngoài hoặc hoa văn hoặc ký tự hoặc nhấp nhô bề mặt. Đối với các yêu cầu đòi hỏi thành và gân đồng nhất, phải tránh sử dụng các phần thành dày, điều này không chỉ gây ra các vết lõm, mà còn cả các lỗ rỗng bên trong.



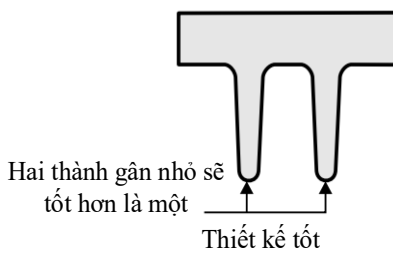
Thiết kế kém hiệu quả



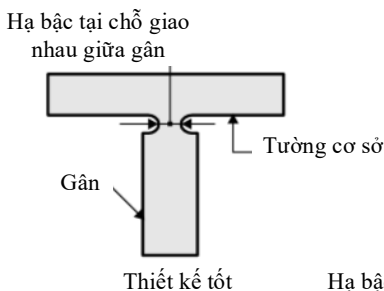
Lỗi phun ép



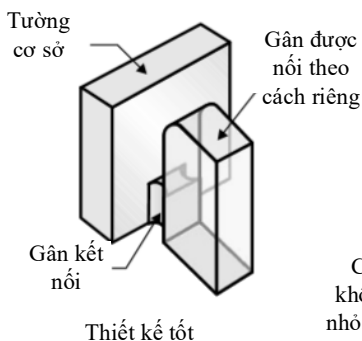
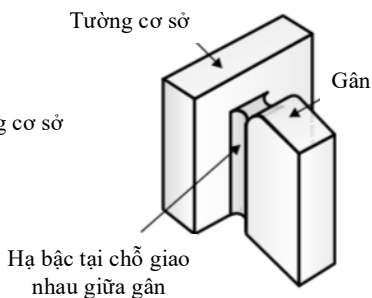
Thiết kế tốt



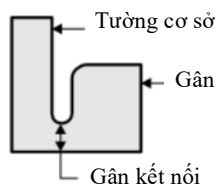
Thiết kế tốt



Thiết kế tốt



Thiết kế tốt



Các mặt trên của tường cơ sở và gân không được kết nối, chỉ có một khu vực nhỏ hơn của tường cơ sở và gân được gắn với một tiết diện tường được hạ bậc

Hình 1.13: Một số ví dụ thiết kế gân

Hình 1.13 cho thấy một số vấn đề ép phun điển hình gặp phải do thiết kế gân không hợp lý. Khi nhựa nhiệt dẻo và yêu cầu về sản phẩm cho phép thay đổi thiết kế, các khuyến nghị thiết kế sẽ giúp khắc phục vấn đề này.

Các mặt trên của thành cơ sở và gân không được kết nối, chỉ có một khu vực nhỏ hơn của tường cơ sở và gân được gắn với phần tiết diện tường được hạ bậc.

Bề dày các gân phải là 40% của cấu trúc tường cơ sở và góc vát trên mỗi bức tường là $0^{\circ}45'$ nên được sử dụng, nếu yêu cầu cần có bề mặt sản phẩm tốt. Khi sử dụng nhựa nhiệt dẻo có sợi gia cường và ứng dụng không đòi hỏi phải tốt, nên sử dụng bề dày gân phải nằm trong khoảng từ 60 đến 100% của tường cơ sở và nên sử dụng góc vát trên mỗi bức tường là 1° .

❖ Phương pháp phân tích độ bền gân

Gân là sự gia cố được sử dụng để cải thiện lực và độ cứng của sản phẩm nhựa nhiệt dẻo ép phun. Gân là chìa khóa để thay thế kim loại bằng nhựa kỹ thuật. Được thiết kế phù hợp, gân định vị không chỉ làm tăng khả năng chịu tải của kết cấu nhựa nhiệt dẻo mà còn giảm chi phí sản xuất, tăng thời gian chu kỳ, loại bỏ sử dụng độ dày thành dày gây ra vết lõm, giảm các điểm nóng trong khuôn, độ cong vênh thấp hơn và cải thiện kiểm soát kích thước của các sản phẩm phun ép.

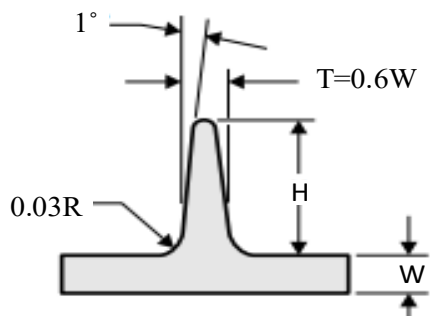
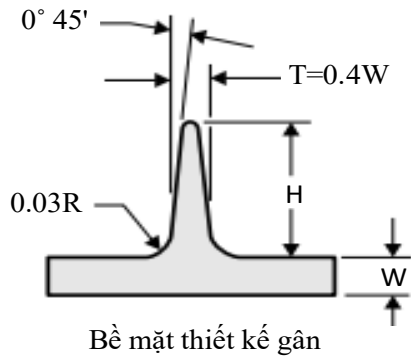
Thiết kế gân có thể gặp khó khăn, đặc biệt là khi người thiết kế sản phẩm phải dựa trên việc đoán để xác định lực, hình học, kích thước và khoảng cách của các gân. Ba thiết kế gân cơ bản đã được phát triển cho ngành nhựa dựa trên loại nhựa nhiệt dẻo và yêu cầu ứng dụng sản phẩm. Gân đầu tiên thiết kế cung cấp một bề mặt tốt, thiết kế gân thứ hai là cho cấu trúc các ứng dụng không yêu cầu hoàn thiện tốt và được làm bằng nhựa gia cường, thiết kế gân thứ ba dành cho các ứng dụng kết cấu có bề mặt kém và được làm bằng nhựa gia cường hoặc bọt. Hình 1.14 cho thấy các cách thiết kế gân.

Phương pháp phân tích độ bền của gân đòi hỏi sự trợ giúp của công nghệ CAE để tính toán ứng suất và độ võng của các cấu trúc phức tạp và dự đoán tác động của một cấu trúc nhựa nhiệt dẻo có gân. Bốn đồ thị kích thước đầy đủ trên máy tính để tính toán ứng suất và độ võng của gân đối xứng (1°), trong đó, độ dày gân là 60% hoặc 100% của bề dày thành cơ sở.

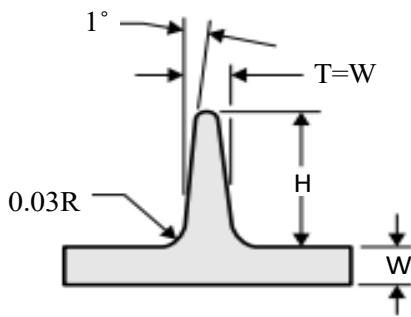
Mỗi biểu đồ là tổng hợp của một số đường cong và được biểu thị dưới dạng không thứ nguyên tỷ lệ cho phép tính toán trong các đơn vị tiêu chuẩn quốc tế hoặc Anh. Các đường cong đồ thị là so sánh giữa mô men quán tính của một tấm hình chữ nhật phẳng giả thuyết và cấu trúc để có gân.

Độ dày thành của tấm hình chữ nhật sẽ dựa trên các tính toán một kỹ

sự có thể thay thế nhựa nhiệt dẻo cho các vật liệu khác trong cấu trúc phải chịu được tải trọng quy định. Khi chiều rộng của hình chữ nhật để cắt ngang được phân tích, nó được chia thành các phần bằng nhau nhỏ hơn và mô men quán tính cho một phần được tính và so sánh với thời điểm cấu trúc tương đương gân của nó. Tổng các phần nhỏ của quán tính bằng với tiết diện hình chữ nhật ban đầu.



Thiết kế gân bằng kết cấu nhựa gia cố



Các cách thiết kế gân

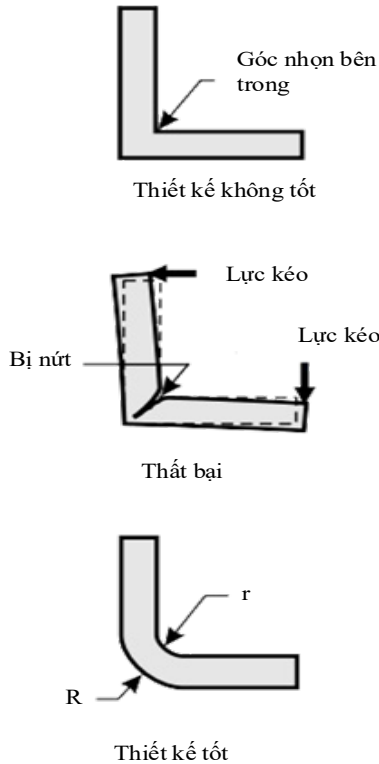
Hình 1.14: Ba dạng thiết kế gân

1.4 Góc nhọn và rãnh bên trong sản phẩm

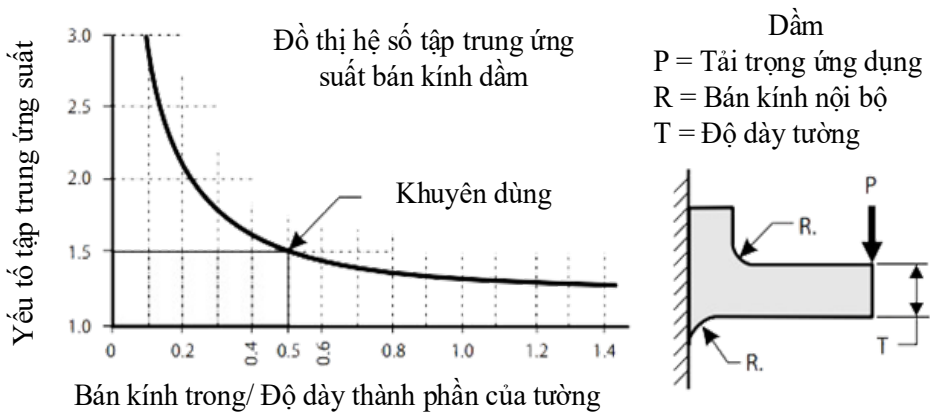
Các góc nhọn và rãnh bên trong là nguyên nhân hàng đầu làm cho sản phẩm phun ép không đạt yêu cầu. Chúng gây ra sự gia tăng đột ngột ứng suất ở các góc nhọn bên trong. Hình 1.15 minh họa các vấn đề gây ra bởi các góc nhọn bên trong và cung cấp các giải pháp thiết kế để loại bỏ các vấn đề này.

Tất cả các vật liệu chịu ứng suất cao ở phần các góc nhọn bên trong sản phẩm dễ dẫn đến hỏng hóc. Để tránh vấn đề này, cần phải tính toán các yếu tố tập trung ứng suất cho tất cả các góc bên trong và kiểm tra xem tất cả các góc nhọn bên trong có nằm trong giới hạn ứng suất an toàn hay không. Hình 1.16 đề nghị cách tính hệ số tập trung ứng suất và tỷ lệ giữa bán kính bên trong và độ dày thành.

Với biểu đồ này, kích thước bán kính bên trong có thể được xác định và phải xấp xỉ 50% độ dày thành. Bán kính bên trong phải có bề mặt hoàn thiện tốt, cung cấp đường dẫn hợp lý cho dòng chảy nhựa, cải thiện cường độ va đập và dẫn đến việc lấy sản phẩm ra khỏi khuôn dễ dàng hơn. Bán kính cũng tăng thêm tuổi thọ cho khuôn bằng cách giảm xâm thực trong bề mặt lỗ hồng kim loại. Bán kính trong tối thiểu được đề nghị là 0,031 in (0,8 mm).



Hình 1.15: Góc nhọn bên trong



Hình 1.16: Yếu tố tập trung ứng suất so với bán kính/ độ dày tường

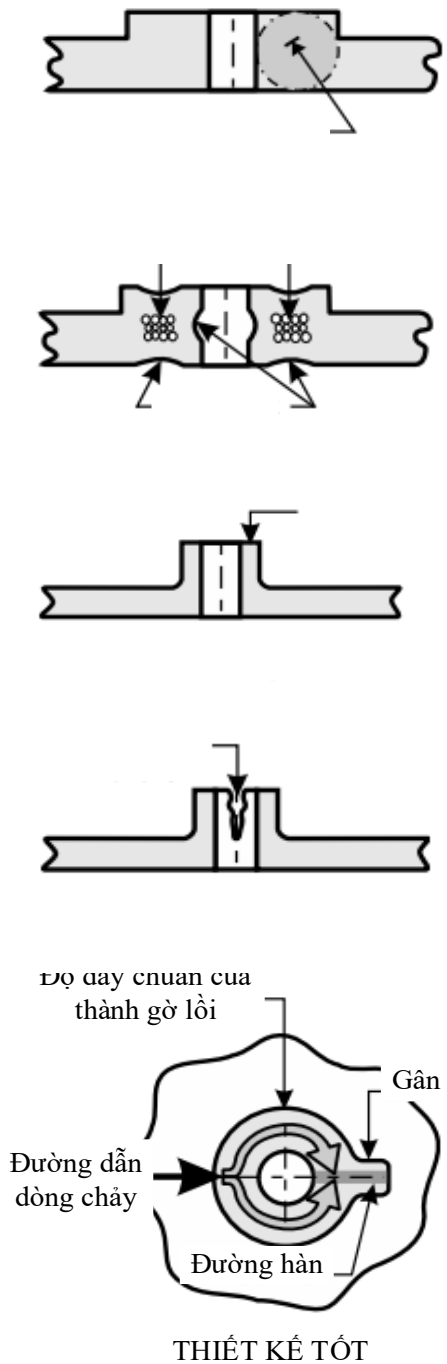
1.5 Các vấu lồi

Các vấu lồi là các hình trụ tròn gắn vào một bức tường bên hoặc đáy. Ví dụ các lỗ hoặc vấu lồi để lắp vít tự cắt ren được sử dụng để gắn kết các thành phần khác. Các vấu lồi bên ngoài và lỗ khoan bên trong đường kính được dựa trên kích thước, độ sâu và loại ốc vít, mô men xoắn yêu cầu và mô đun nhựa đàn hồi.

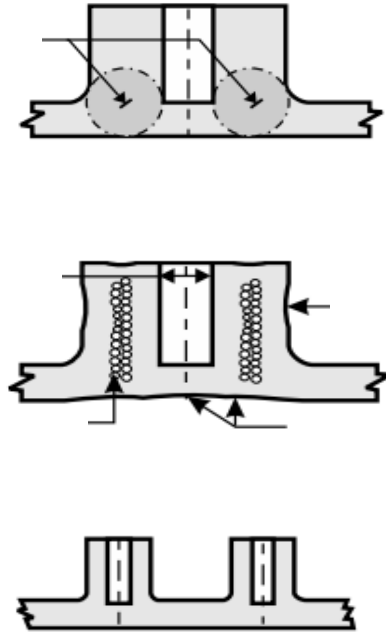
Hình 1.17 cho thấy các vấn đề làm việc khi thành của vấu lồi quá dày hoặc quá mỏng. Thiết kế được đề xuất có tính đến đường dẫn dòng chảy xung quanh thành vấu lồi một cách chính xác và sử dụng gân khi độ bền tại vị trí đường hàn thấp.

Không nên sử dụng ốc vít lớn và dài, tốt nhất là phân chia tải bằng cách sử dụng hai hoặc nhiều vấu lồi nhỏ hơn để loại bỏ vấn đề tải nặng trên thành. Hình 1.18 cho thấy những khó khăn gây ra bởi các ốc vít lớn và cung cấp các đề xuất thiết kế.

Khi vấu lồi được gắn trực tiếp vào thành phía sau hoặc phun ép góc cuối, các vấn đề về kích thước và đứt gãy sẽ xảy ra. Các hình 1.19 và 1.20 cho thấy các vấn đề này, các thiết kế được đề xuất hỗ trợ loại bỏ những vấn đề này.

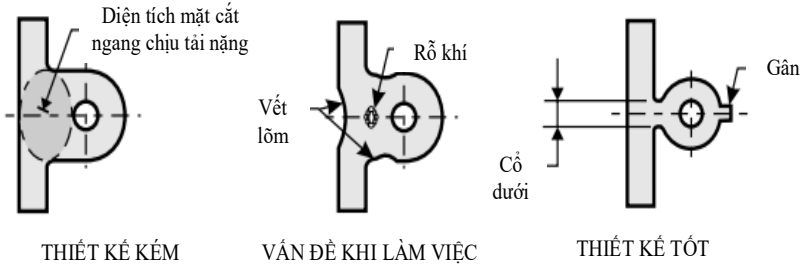


Hình 1.17: Vấn đề độ dày của thành vấu lồi và thiết kế đề nghị

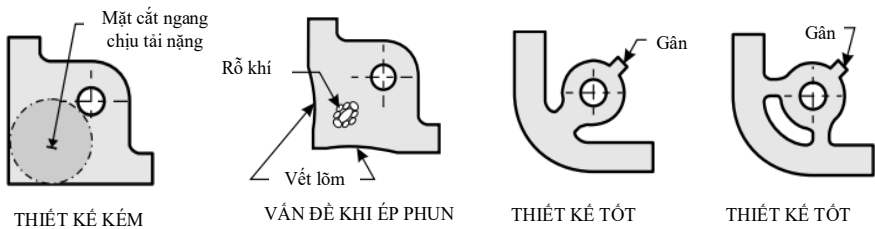


THIẾT KẾ TỐT
(chia ra thành 2 lỗ để giảm tải)

Hình 1.18: Thành vấu lồi dày gây ra vấn đề có thể được giải quyết bằng cách sử dụng hai ốc vít nhỏ hơn



Hình 1.19: Vấu lồi kết nối với thành phía sau



Hình 1.20: Vấu lồi kết nối với góc

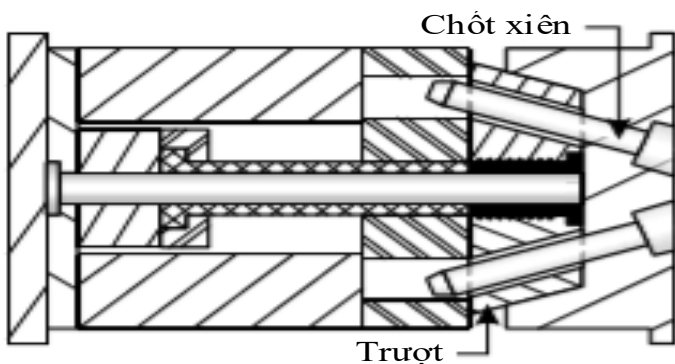
1.6 Sản phẩm có ren

Ren bên trong và ren bên ngoài có thể được phun ép thủ công hoặc tự động; chu kỳ tốc độ phụ thuộc vào độ phức tạp của khuôn.

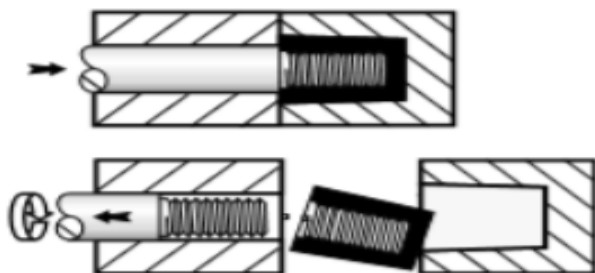
Các ren bên ngoài được tự động tạo khuôn bằng cách sử dụng đường phân chia của khuôn hai tấm hoặc đường phân chia được hình thành bởi các con trượt như trong Hình 1.21.

Các ren bên trong được phun ép bởi một thiết bị tháo tự động; lõi di chuyển về phía trước để tháo và rút lõi rút ra khỏi sản phẩm phun ép. Hình 1.22 minh họa các bước hoạt động của thiết bị này.

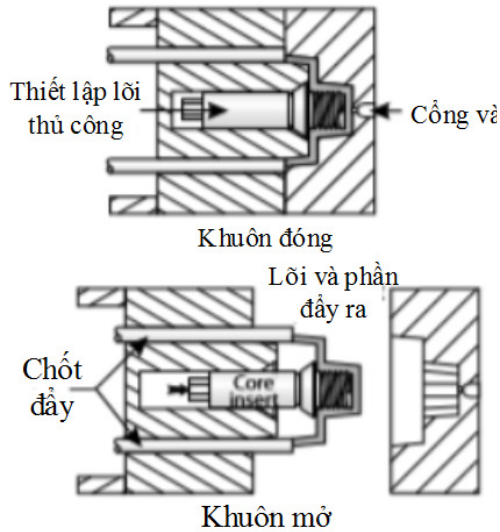
Hình 1.23 minh họa một phương pháp thủ công được sử dụng cho các insert lõi có ren để tháo ren, trong đó, cả hai phần được đẩy ra khỏi khuôn. Các tấm insert được tháo bằng tay để sử dụng tiếp trong quá trình phun ép.



Hình 1.21: Sản phẩm có ren ngoài



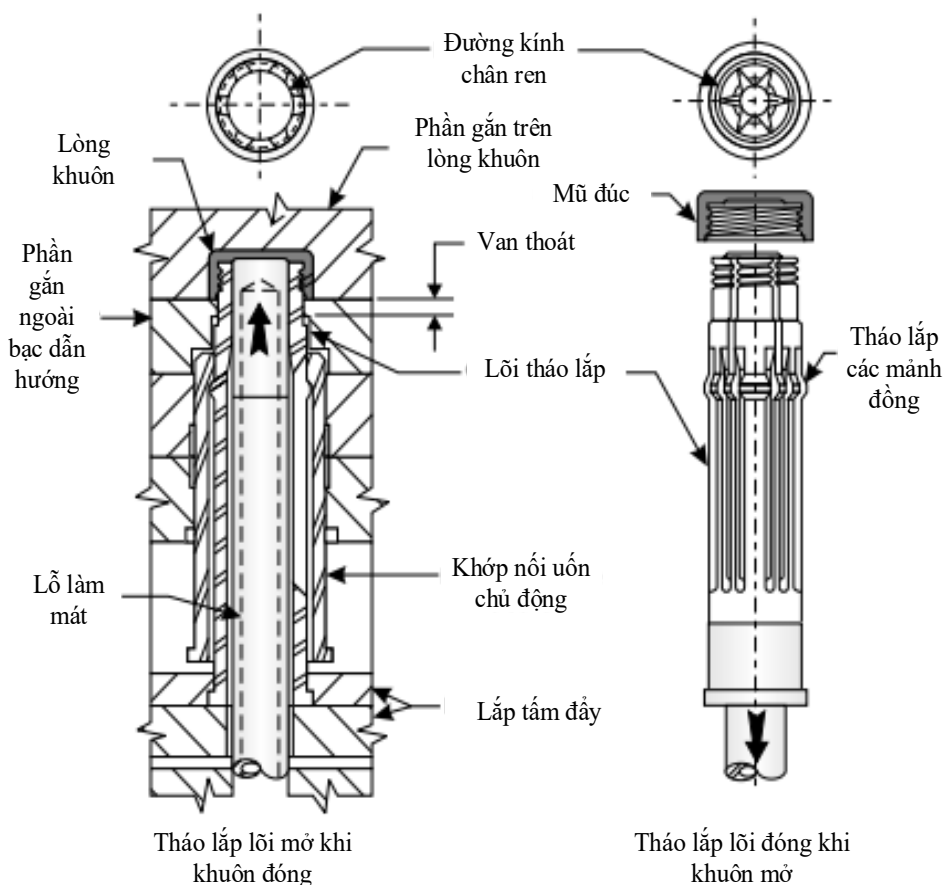
Hình 1.22: Hệ thống tháo ren



Hình 1.23: Quy trình phun ép ren trong

1.6.1 Lõi có thể tháo lắp cho ren trong khuôn

Lõi tháo lắp là một bước đột phá lớn đối với các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo ép phun yêu cầu ren trong, undercut và vấu lồi. Thiết bị này chỉ kết hợp ba bộ phận chuyển động, dùng các chuyển động khuôn thông thường. Lõi tháo lắp giúp nó có thể phun ép những sản phẩm mà trước đây được xem là không thể phun ép được. Với những sản phẩm có vấu lồi bên trong, ren xoắn vít gián đoạn và undercut có thể được ép phun cho các ứng dụng sản xuất có khối lượng cao hoặc thấp. Đối với các sản phẩm ren trong thông thường, hoạt động tự động của lõi tháo lắp có thể làm giảm thời gian của chu kỳ ép lên đến 30%.



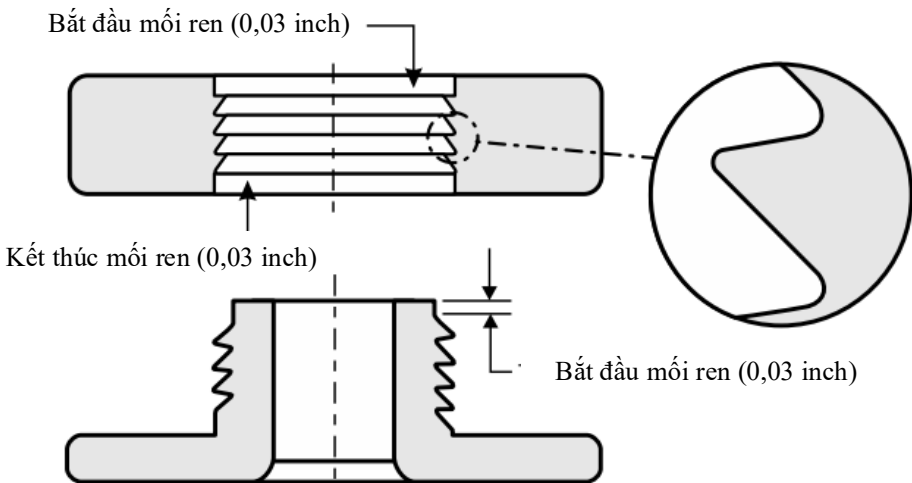
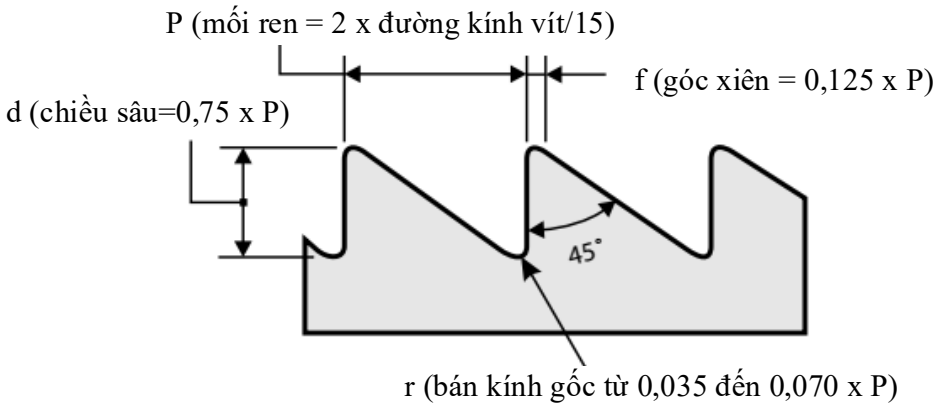
Hình 1.24: Quá trình tháo chốt gập cho ren trong

Hình 1.24 minh họa các ưu điểm chính của lõi tháo lắp đối với chất lượng sản phẩm của nhựa nhiệt dẻo ép phun ren trong mà không gặp khó khăn. Lõi tháo lắp có thể làm đơn giản hóa việc thiết kế khuôn, dễ vận hành hơn trong các ứng dụng sản phẩm có hình dạng phức tạp.

1.6.2 Ren tiêu chuẩn cho sản phẩm nhựa

Một số loại hình dạng ren tiêu chuẩn đã được phát triển cho các ứng dụng vít kim loại phổ biến. Các loại hình dạng ren ưa thích cho các ứng dụng nhựa nhiệt dẻo là những loại có bán kính bên trong lớn nhất với mặt chịu tải gần như vuông góc và với ren có độ sâu cao nhất. Sau đây, các loại ren tiêu chuẩn được trình bày bắt đầu từ tốt nhất đến xấu nhất cho các ứng dụng nhựa nhiệt dẻo. Việc lựa chọn sẽ tạo ra một sự khác biệt lớn trong hiệu suất của sản phẩm nhựa nhiệt dẻo. Nên tránh sử dụng các sợi côn (ống) bên trong cho bất kỳ loại ứng dụng nhựa nhiệt dẻo nào.

❖ **Ren trụ**

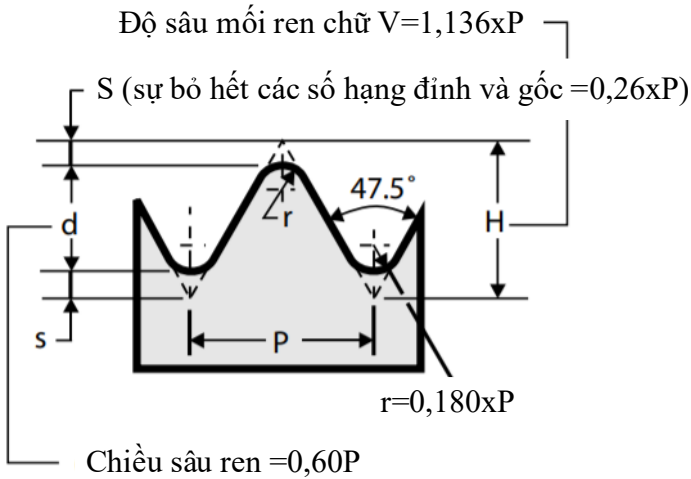


Hình 1.25: Chi tiết chủ đề và ứng dụng

Ren trụ có lợi thế trong các ứng dụng chịu tải chỉ theo một hướng. Do mặt chịu lực gần như vuông góc với trục của trục vít, tải trọng được truyền gần như hoàn toàn dọc theo trục chứ không phải theo hướng xuyên tâm. Các ren trụ có bán kính gốc tiêu chuẩn dao động từ 0,035 đến 0,070x mỗi ren. Bán kính gốc lớn nhất có thể được đề xuất cho các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo. Hình 1.25 cho thấy các chi tiết và ứng dụng của nó.

❖ **Ren tiêu chuẩn Anh**

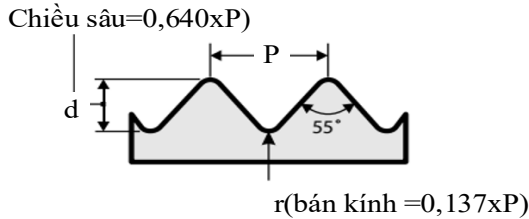
Loại ren này được Viện Tiêu chuẩn Anh khuyến nghị cho tất cả các ốc vít có đường kính nhỏ hơn 1/4 in. Loại ren này, chi tiết được thể hiện trong hình 1.26, rất phù hợp cho các ứng dụng nhựa nhiệt dẻo vì góc ren 47,5° và bán kính gốc lớn của nó là 0,180x mỗi ren.



Hình 1.26: Chi tiết ren tiêu chuẩn của Hiệp hội Anh

❖ **Ren tuyệt đối**

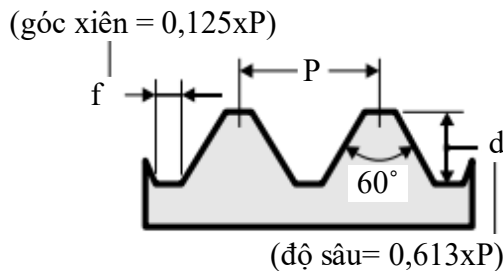
Ren tuyệt đối là một thiết kế ren tuyệt vời cho các ứng dụng nhựa nhiệt dẻo. Loại ren này như trong hình 1.27, có bán kính rộng $0,137$ ở góc, làm giảm hiệu ứng tập trung ứng suất.



Hình 1.27: Chi tiết ren tuyệt đối

❖ **Ren tiêu chuẩn Mỹ**

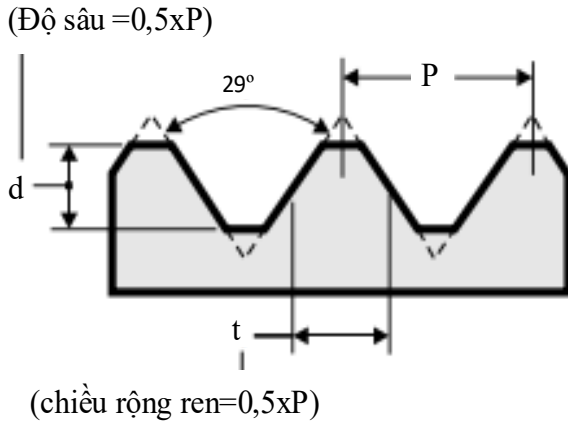
Ren được thể hiện trong hình 1.28 là dạng ren phổ biến nhất được sử dụng trong các thiết kế. Đối với môi nôi nhựa nhiệt dẻo với kim loại chỉ nên sử dụng ren thô để ngăn chặn biến dạng ren và làm hỏng nhựa nhiệt dẻo.



Hình 1.28: Chi tiết ren hợp nhất

❖ Ren tiêu chuẩn ACME

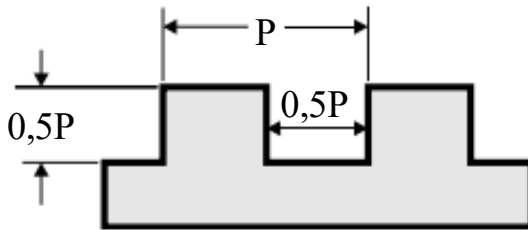
Ren ACME được sử dụng cho các ứng dụng truyền tải điện. Loại ren này như trong hình 1.29, gây ra các yếu tố tập trung ứng suất cao ở các góc nhọn, ứng suất phát triển tập trung tại điểm yếu nhất và gây ra sự hư hỏng ren ngay lập tức hoặc trong một khoảng thời gian. Loại ren này không được khuyến khích sử dụng cho bất kỳ loại ứng dụng nhựa nhiệt dẻo nào.



Hình 1.29: Chi tiết ren ACME

❖ Ren vuông

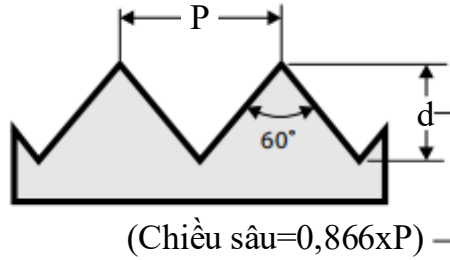
Các ren vuông, như trong hình 1.30, được sử dụng cho các ứng dụng truyền tải điện, chẳng hạn như vít nguồn điện, vì hiệu quả của chúng trong việc truyền tải điện. Chúng không được khuyến nghị cho các ứng dụng nhựa nhiệt dẻo do ứng suất gây ra trong các sợi cơ sở, làm cho các sợi bị cắt đi.



Hình 1.30: Chi tiết ren vuông

❖ Ren chữ V

Ren chữ V như trong hình 1.31, là dạng ren vít tòi tệ nhất cho các ứng dụng nhựa nhiệt dẻo. Thành nhọn ở góc của ren gây ra các yếu tố tập trung ứng suất cực độ, gây ra lỗi sản phẩm nghiêm trọng.



Hình 1.31: Chi tiết ren chữ V

1.7 Sản phẩm có Undercut

Các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo phun ép có thể có undercut vì lý do chức năng hoặc cho các hiệu ứng trang trí. Undercut là một phần của sản phẩm phun ép phun sẽ làm tăng chi phí khuôn và dẫn đến chu kỳ ép phun dài hơn.

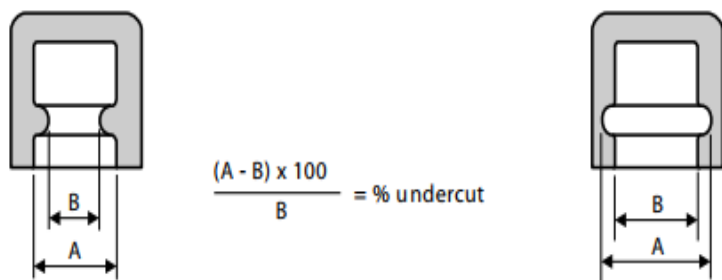
Khi undercut trong sản phẩm phun ép vát nhỏ hơn 5% đường kính, có thể cưỡng bức hoặc đẩy sản phẩm ra khỏi lòng khuôn. Tuy nhiên, nếu giải pháp này được áp dụng, khuôn phải được thiết kế để hoạt động sao cho việc lấy sản phẩm chỉ diễn ra khi sản phẩm phun ép có thành mỏng được tự do mở rộng hoặc nén. Trong những trường hợp như vậy, có thể cần phải cung cấp cho khuôn một vòng dây hoặc tấm, thay vì các chốt đẩy. Hình học phù hợp duy nhất cho undercut nội bộ là hình tròn. Các hình dạng khác, chẳng hạn như hình chữ nhật, không thể bị tước vì ứng suất cao. Một số kỹ thuật phát hành undercut khuôn khác có sẵn cho các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo với undercut lớn hơn 5% đường kính để tránh các vấn đề ép phun.

Sau đây là những gợi ý thiết kế để bỏ undercut:

- Sản phẩm nhựa nhiệt dẻo undercut phải được tự do kéo dài hoặc nén.
- Undercut nên được làm tròn và vát để sản phẩm nhựa nhiệt dẻo trên lõi khuôn trượt dễ dàng và để giảm thiểu ứng suất trong quá trình lấy ra khỏi khuôn.
- Khu vực tiếp xúc đẩy khuôn phải thiết kế thích hợp để ngăn chặn các biến dạng hoặc phá hủy của sản phẩm nhựa nhiệt dẻo có thành mỏng trong quá trình đẩy sản phẩm ra khỏi khuôn.
- Một số biến dạng vĩnh viễn có thể xảy ra khi undercut bị đẩy cưỡng bức. Biến dạng phụ thuộc vào sản phẩm nhựa nhiệt dẻo, thiết kế khuôn và quá trình ép phun.
- Nhựa acetal Homopolymer có thể tách các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo

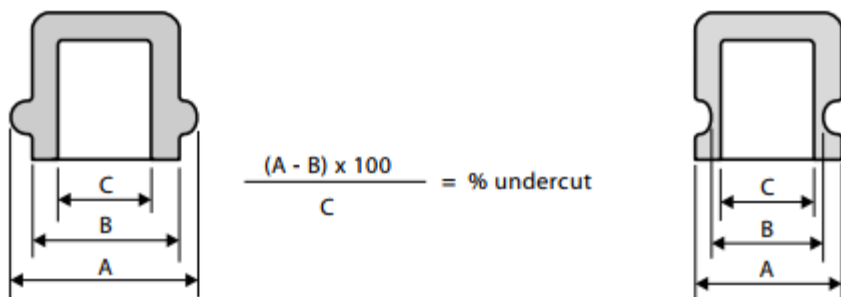
từ các lòng khuôn, xem Hình 1.32 và 1.33, nếu các undercut nhỏ hơn 5% đường kính và được vát. Chỉ hình tròn là phù hợp cho undercut. Các hình dạng khác, chẳng hạn như hình chữ nhật, có ứng suất cao ở các góc ngăn cản việc đẩy sản phẩm thành công. Các phương pháp khác nên được sử dụng để thu được một sản phẩm nhựa nhiệt dẻo đạt yêu cầu cho phần dưới lớn hơn 5%.

❖ Undercut bên trong



Hình 1.32: Undercut bên trong cho các sản phẩm phun ép phun

❖ Undercut bên ngoài

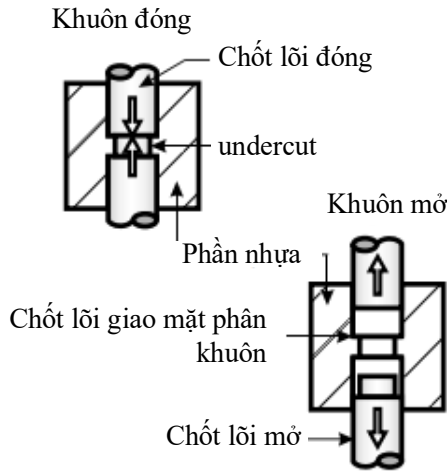


Hình 1.33: Undercut bên ngoài

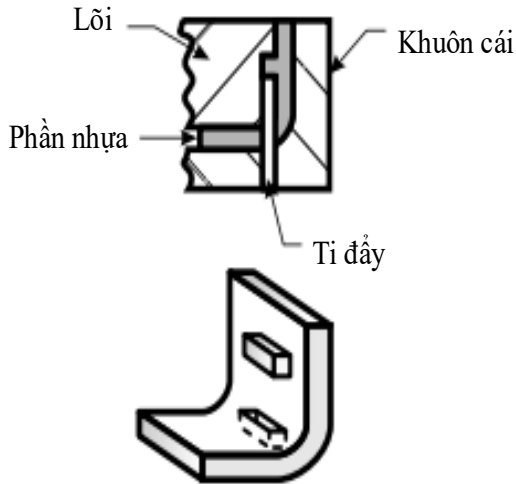
- Nhựa nylon 6/6 không pha trộn, các sản phẩm nylon 6/6 ép phun có undercut từ 6 đến 10% thường có thể được đẩy ra khỏi khuôn dễ dàng. Để tính toán undercut cho phép, xem Hình 1.32 và 1.33. Các undercut cho phép sẽ thay đổi theo độ dày và đường kính. Đường undercut nên được vát để dễ dàng lấy ra khỏi khuôn và để tránh biến dạng quá lớn cho sản phẩm nylon.
- Nhựa gia cố 6/6, đối với nhựa nylon 6/6 được gia cố bằng sợi thủy tinh, nên sử dụng lõi undercut có thể gập vào hoặc bung ra để giảm thiểu các điều kiện ứng suất cao trong quá trình lấy sản phẩm ra khỏi khuôn, xem Hình 1.32 và 1.33. Các undercut nên được làm tròn và giới hạn ở mức 1%, từ khuôn 100°F, hoặc 2% từ nhiệt độ khuôn 200°F.

❖ Sử dụng lõi và chốt đẩy để định hình Undercut

Các đường undercut bên trong có thể được ép khuôn bằng cách sử dụng hai lõi riêng biệt hoặc một nêm đẩy để định hình sản phẩm nhựa nhiệt dẻo từ khuôn, như trong Hình 1.34 và 1.35. Đây là một phương pháp rất thực tế, nhưng ba via phải được kiểm soát, trong đó, cần chú ý hai lõi hoặc chốt đẩy.



Hình 1.34: Chân lõi bên dưới

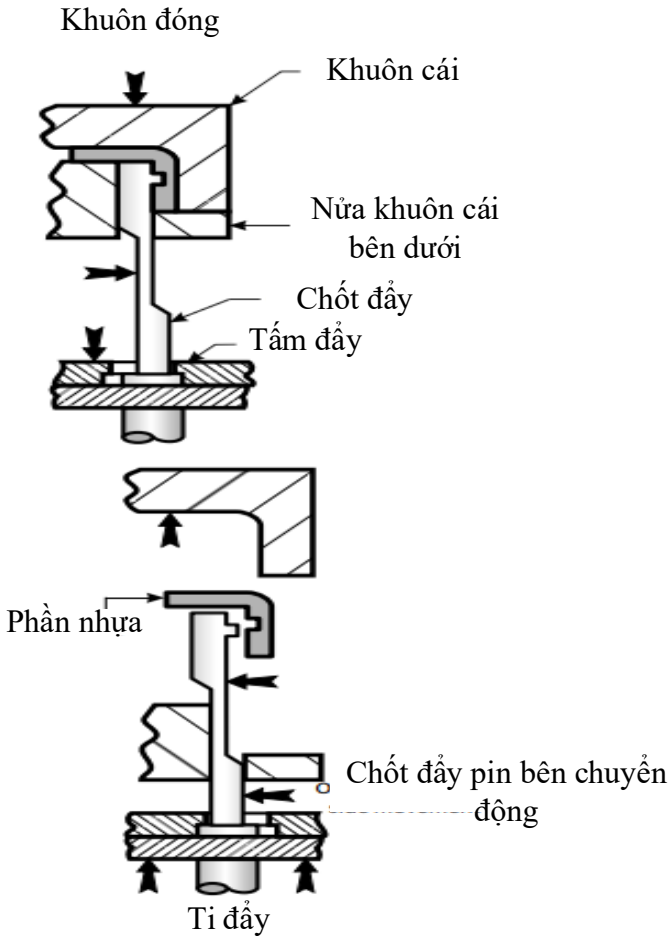


Chi tiết được đẩy ra

Hình 1.35: Ti đẩy undercut trong

❖ Undercut trong sử dụng pin Eset Offset

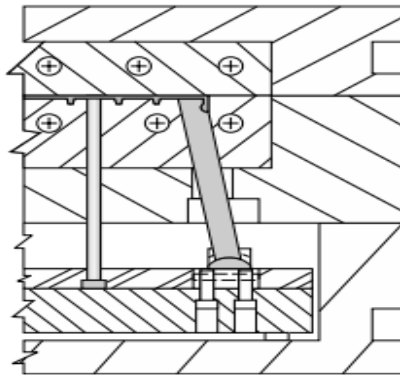
Hình 1.36 cho thấy một phương pháp khác để tạo khuôn bên dưới bằng cách sử dụng chuyển động bên của chốt đẩy, được tạo ra bởi cụm tấm đẩy và tường liền kề của lòng khuôn. Các chốt đẩy phụ được sử dụng cho các đường bên tường bên trong, nhưng có các hạn chế về độ sâu và kích thước của các undercut bên trong.



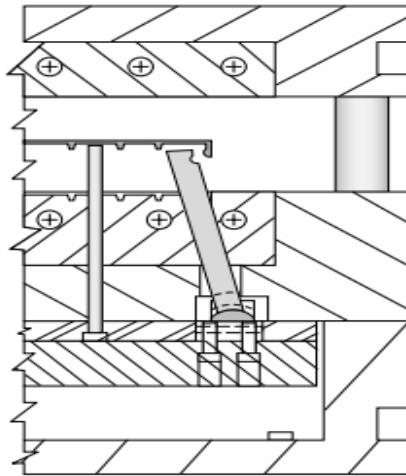
Hình 1.36: Undercut bên trong, chuyển động bên của chốt đẩy

❖ Hệ thống tách Undercut UniLifter®

Hệ thống tách undercut này sử dụng các thành phần tiêu chuẩn để thiết kế và xây dựng khuôn mẫu đơn giản. Thiết kế sử dụng các góc từ 5° đến 10° thường sẽ mang lại kết quả tốt nhất. Các góc tới 15° được cho phép bằng cách sử dụng các hướng dẫn nâng lên ở dưới cùng của tấm hỗ trợ, hoặc bất cứ khi nào có ít hơn một nửa các lưỡi lõi được mang trong lõi.

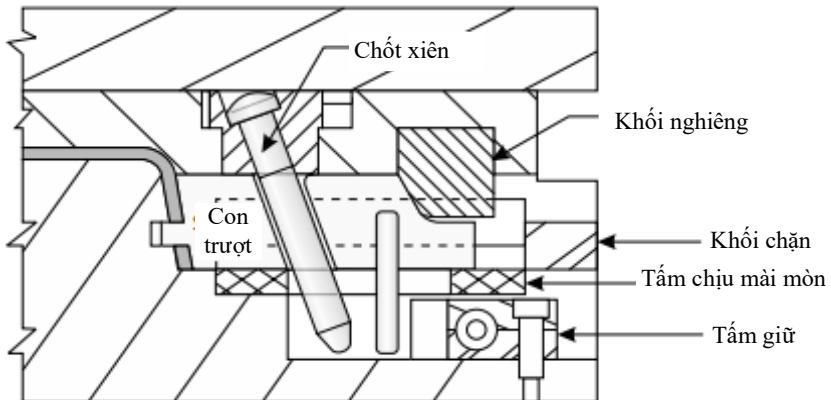


Khuôn đóng



Khuôn mở

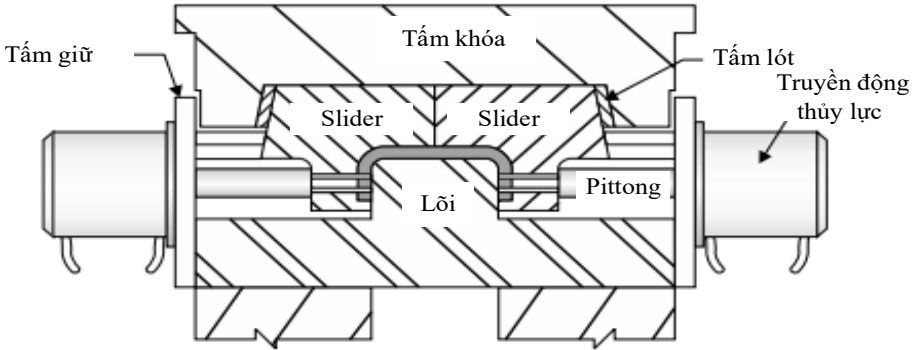
Hình 1.37: Thiết kế khuôn và hoạt động của hệ thống mở undercut



Hình 1.38: Undercut sử dụng chốt xiên

❖ Undercut bên ngoài với các con trượt (slider)

Hình 1.39 cho thấy cả hai slider được kích hoạt bằng thủy lực và hệ thống này không phụ thuộc vào chuyển động mở của khuôn. Các slide trong khuôn này thiết kế có thể được vận hành tự động bởi bảng điều khiển vận hành của máy.

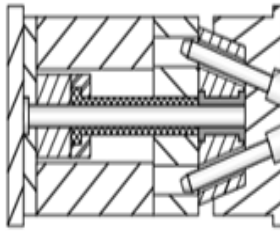


Hình 1.39: Undercut bên ngoài dùng slider

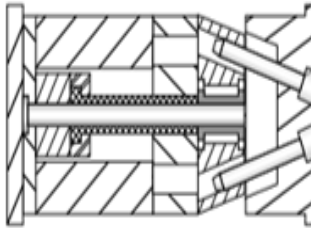
❖ Undercut bên ngoài với tấm đẩy xiên

Trong hệ thống này, hai chốt xiên bằng thép cứng được gắn trong tấm khuôn cố định, điều khiển các cam trượt (slider). Các slider nằm trên tấm khuôn di chuyển.

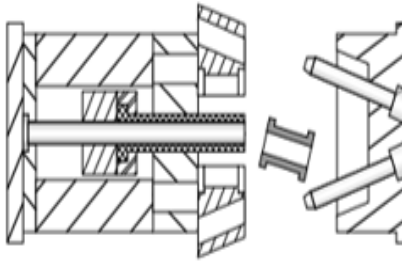
Hình 1.40 cho thấy một khuôn điển hình được sử dụng để sản xuất bobbins (ống cuốn), hình minh họa trên cùng cho thấy các slider ở vị trí đóng. Khi khuôn mở ra, các chốt xiên buộc cam trượt di chuyển ra ngoài, trượt trên tấm khuôn như thể hiện trong hình minh họa thứ 2. Khi các chốt xiên di chuyển ra xa hơn từ các cam trượt (khuôn mở hoàn toàn), chuyển động của cam trượt ngay lập tức. Một nửa khuôn di chuyển làm cho hệ thống ống lót hoạt động và sản phẩm phun ép được lấy ra khỏi khuôn.



Khuôn đóng, tám khóa
trên cả hai slide



Vị trí trung gian của slide

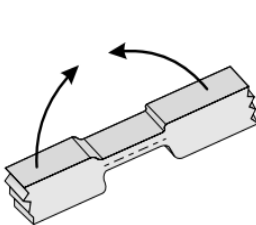


Khuôn mở, hai
tám xiên thoát
ra khỏi chi tiết

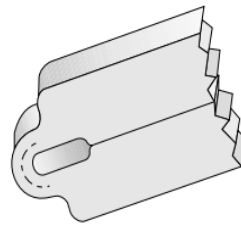
Hình 1.40: Undercut ngoài với tám trượt xiên

1.8 Bản lề tích hợp (Integral Hinges)

Dòng chảy tạo hình của bản lề tích hợp đã tạo khái niệm độc đáo được áp dụng thành công để sản xuất nhiều loại sản phẩm dùng để chứa đựng, vỏ và các sản phẩm tương tự. Hình 1.41 minh họa khái niệm sản xuất vỏ bản lề tích hợp hoàn chỉnh trong một thao tác duy nhất, tận dụng lợi thế chức năng và khuyến khích kinh tế trong sản xuất sản phẩm.

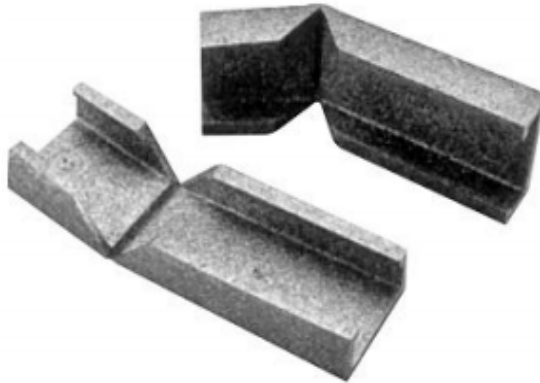


Vị trí mở 180°



Vị trí đóng 180°

Khái niệm này khá khó hiểu vì sự tương tác phức tạp của nhiều yếu tố ảnh hưởng đến các tính chất chức năng và đặc biệt là sự xuất hiện của vò bọc bản lề tích hợp.



Vị trí mờ 90°

Hình 1.41: Ứng dụng thực tế

Phần này cố gắng cung cấp cái nhìn rõ hơn về các khả năng và những hạn chế của việc sử dụng các sản phẩm bản lề tích hợp nhựa nhiệt dẻo phun ép. Xem xét nhiều khả năng trong thiết kế sản phẩm và các loại ứng dụng, rõ ràng là các khía cạnh thiết kế tổng thể chỉ có thể được thảo luận trong các điều kiện chung. Bản lề tách rời đôi khi được công nhận là một thiết bị riêng biệt.

Một khía cạnh nên được xem xét là bản lề hoạt động như một công thứ hai cho một phần của hộp phía sau bản lề. Phần mỏng được hình thành bởi mạng bản lề (độ dày từ 0,001 đến 0,015 in) gây ra tổn thất áp suất đáng kể trong quá trình điền đầy bản lề và nắp. Các hộp hình chữ nhật hoặc hình vuông được cung cấp với các cạnh thẳng để bị biến dạng với uốn cong vào trong của các bên, của cả hộp và nắp.

Do đó, nắp hộp, gần như luôn luôn là phần phía sau bản lề, rất nhạy cảm với sự xuất hiện của khuyết tật co rút khuôn. Do đó, nên chọn độ dày thành cho nắp nhỏ hơn so với hộp. Ngay cả với công vào nhựa hợp lý, vết lõm vẫn xuất hiện trên bề mặt nắp đối diện với gân. Thật khó khăn và đôi khi không thể tránh những vết lõm này. Biện pháp khắc phục tốt nhất che giấu khuyết điểm này là sử dụng kết cấu bề mặt.

Các yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng của bản lề thực tế tích hợp:

- Hình học và kích thước.
- Độ dày thành sản phẩm và phân bố dòng chảy.
- Sự chia tách dòng chảy.

- Cơ chế khóa được sử dụng trong sản phẩm.
- Bề mặt hoàn thiện cần thiết cho sản phẩm.
- Thiết kế bản lề, số lượng, vị trí và chiều dài của bản lề.
- Thiết kế khuôn bản lề, số lượng lòng khuôn, kích thước và vị trí của cổng vào nhựa và hệ thống làm nguội khuôn.
- Điều kiện chế tạo, loại, điều kiện và kích thước của khuôn được sử dụng.
- Loại nhựa nhiệt dẻo sử dụng.

1.8.1 Thiết kế khớp nối động

Đối với các yêu cầu về khớp nối động có độ bền cao, đòi hỏi tuổi thọ dài, điều cần thiết là trong việc thiết kế tiết diện khớp nối, phải đạt được tối ưu về hướng dòng chảy của nhựa.

Độ chảy nhớt của nhựa được sử dụng và các điều kiện xử lý là các thông số quan trọng trong thiết kế tổng thể của khớp nối và khuôn. Do đó, các yếu tố này đặt giới hạn tương ứng cho độ dày thành và chiều dài bề mặt của bản lề. Vì độ dày không ảnh hưởng đến tuổi thọ của khớp nối được thiết kế chính xác, kích thước này chủ yếu được chọn để phù hợp với độ cứng cần thiết và góc mà vỏ bọc khớp nối phải hoạt động.

Thông thường, khớp nối phải đủ mỏng để dễ dàng uốn cong qua góc sử dụng, nhưng phải đủ dày để giữ kết nối bền chắc chắn giữa hộp và vỏ nắp.

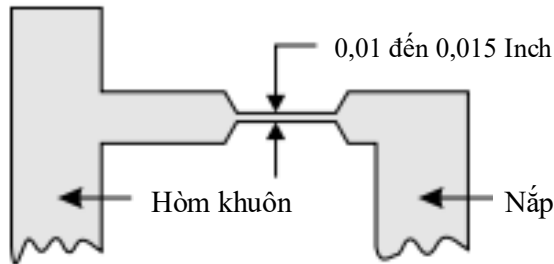
Đối với các sản phẩm chứa đựng và vỏ, thường hoạt động ở mức không tải, độ dày của khớp nối phải nằm trong khoảng từ 0,25mm đến 0,38mm (0,010 đến 0,015 in). Đối với các yêu cầu về độ cứng cao, có thể sử dụng độ dày thành của bản lề từ 0,38 đến 0,5mm. Đối với bản lề dài, độ dày phải được giữ trong phạm vi dung sai hẹp để ngăn các tác động bất lợi do dòng chảy nhựa khó chảy qua tiết diện khớp nối. Nói chung, có thể nói rằng, đối với 0,25 đến 0,38mm in ở bản lề dày, dung sai phải được giữ ở mức $\pm 0,02\text{mm}$. Với một khớp nối liên tục, hiệu ứng đàn hồi thường dẫn đến xu hướng tự mở không mong muốn của nó. Xu hướng này tăng lên với bản lề dày hơn và chiều dài lớn hơn. Đối với một số ứng dụng, xu hướng tự mở này có thể là một lợi thế, với điều kiện là nó không ảnh hưởng đến việc đóng, ví dụ như lò xo nắp mở bằng áp lực nhẹ ở mặt trước của vỏ.

Chiều dài bề mặt nên được đo đúng. Chiều dài bề mặt quá ngắn có thể dẫn đến thiếu áp suất ngược được tạo ra trong quá trình ép phun. Điều này có thể dẫn đến sự không đồng nhất của dòng chảy nhựa qua khớp nối. Các

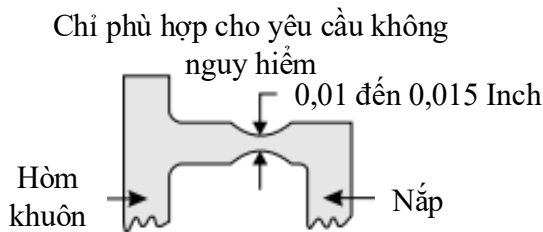
đường hàn có thể xuất hiện trong tiết diện khớp nối sẽ dẫn đến sự hư hại sớm cho khớp nối. Mặt khác, chiều dài bề mặt quá dài sẽ gây ra ứng suất cao với nguy cơ khuyết tật co ngót ở nắp hoặc thậm chí là những lỗ nhỏ bên trong sản phẩm. Chiều dài bề mặt của khớp nối phải ít nhất gấp ba lần độ dày của nó. Nếu tỷ lệ nhỏ hơn 3:1, các đường hàn có khả năng xảy ra ở các khớp nối, việc lấy sản phẩm ra khỏi khuôn sẽ tạo ra ứng suất đáng kể và tuổi thọ của khớp nối sẽ giảm đáng kể.

Theo hướng dẫn chung, cần thiết kế chiều dài bề mặt từ 0,8 đến 0,16mm; tuy nhiên, điều này có thể được tăng lên nếu cần chuyển động góc lớn hơn. Tốt hơn là, các vai trong của khớp nối nên thiết kế lõm một chút để đảm bảo tối ưu hộp và nắp ở vạch đóng. Do sự co rút bên trong của nhựa, độ dày khớp nối và chiều dài bề mặt bị thay đổi một chút khi khớp nối được uốn lần đầu tiên.

Phần tiết diện hạ bậc: Nên tránh tập trung ứng suất tại các góc nhọn bên trong hoặc các rãnh gần khu vực khớp nối. Do đó, tất cả các góc của khu vực khớp nối phải được bo tròn hợp lý, với các bề mặt khớp nối được đánh bóng và liên tục. Bán kính vai tối thiểu trong bản lề 0,015 in được khuyến nghị.



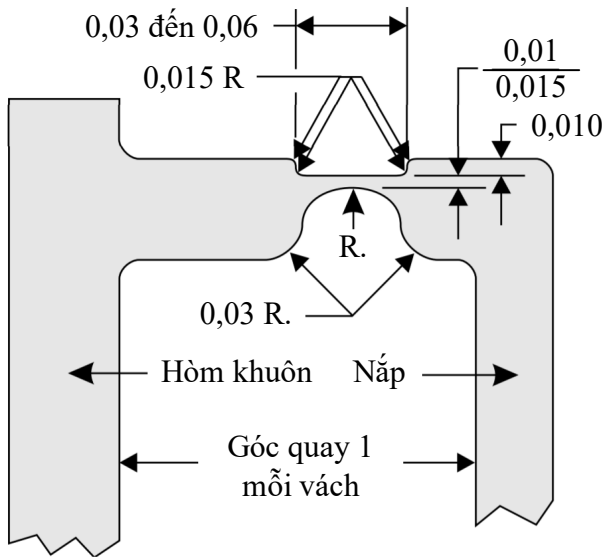
Hình 1.42: Thiết kế khớp nối động không chính xác



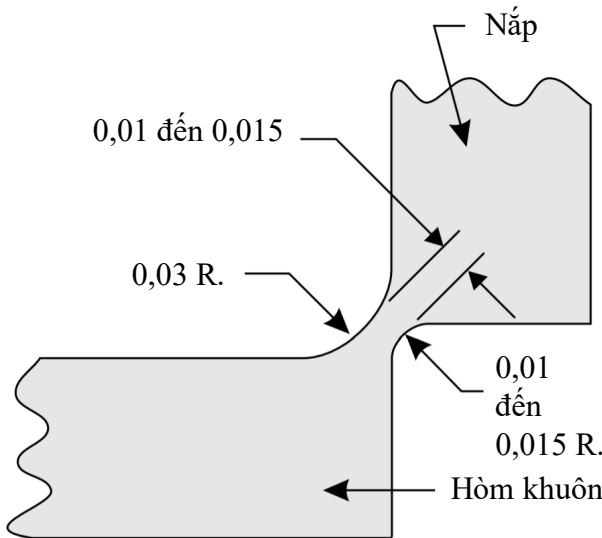
Hình 1.43: Thiết kế khớp nối không chính xác

Hình 1.42 cho thấy một thiết kế khớp nối bị lỗi thường gặp trong thực tế. Ngoài sự hiện diện của các góc nhọn, thiết kế này cho thấy nhược điểm là khớp nối có thể sẽ không uốn cong theo đường mong muốn hoặc uốn

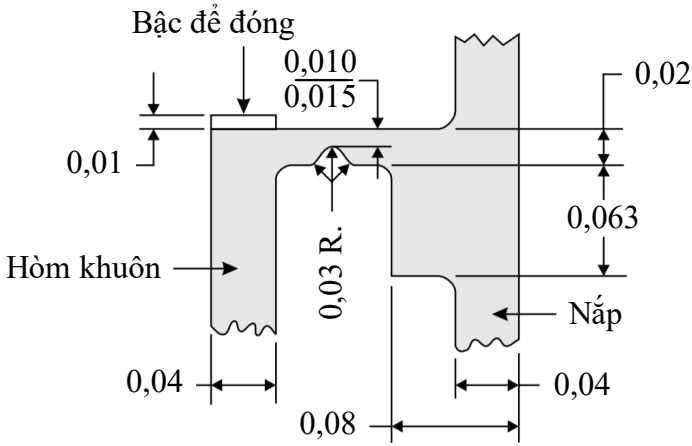
cong xảy ra dọc theo các đường khác nhau. Điều này sẽ dẫn đến một khớp nối xoắn, hộp đóng kém và dễ hư hại khớp nối. Thiết kế trong Hình 1.43 là tốt hơn, nhưng không được khuyến khích vì khớp nối và vỏ dài đòi hỏi khớp nối tương đối rộng.



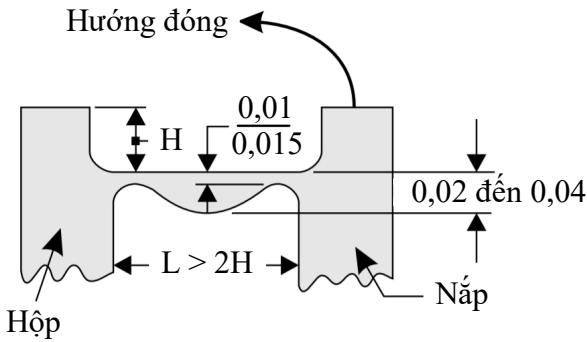
Hình 1.44: Khớp nối động nhựa PP tiêu chuẩn (đơn vị in)



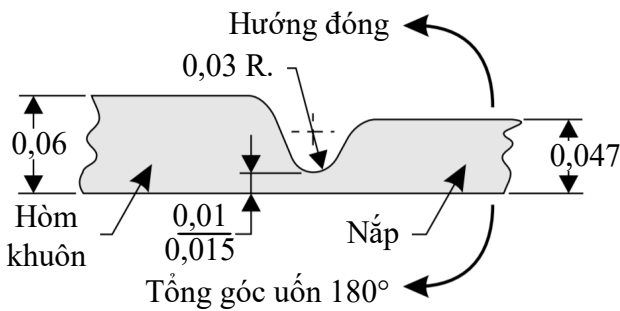
Hình 1.45: Khớp nối động PP theo góc (đơn vị in)



Hình 1.46: Khớp nối động hình trụ đứng (đơn vị in)



Hình 1.47: Thiết kế khớp nối động dạng băng (đơn vị in)



Hình 1.48: Thiết kế khớp nối động dạng hộp (đơn vị in)

Hình 1.44 và 1.45 là hình minh họa điển hình của thiết kế khớp nối độ bền cao bằng nhựa PP được khuyến dùng cho hộp và vỏ.

Một đặc điểm vốn có trong việc sử dụng khớp nối tích hợp nhựa PP là

không lắp ráp hoàn chỉnh giữa tường và nắp hộp phía sau. Khó để đạt được độ chính xác, do đó, thành phía sau của hộp cho thấy một khoảng hở nhỏ giữa hòm khuôn và nắp bên cạnh khớp nối. Khiếm khuyết này có thể được giảm thiểu và thường được loại bỏ bằng cách cung cấp một hốc nhỏ (xấp xỉ 0,010 in) ở thành phía sau của phần hộp nơi phần khớp nối được đặt như trong Hình 1.46.

Thay vì sử dụng một khớp nối dài, đôi khi tốt hơn là sử dụng khớp nối gián đoạn, làm giảm xu hướng tự mở. Tuy nhiên, cần lưu ý rằng một khớp nối không liên tục làm phát sinh các đường hàn trong nắp.

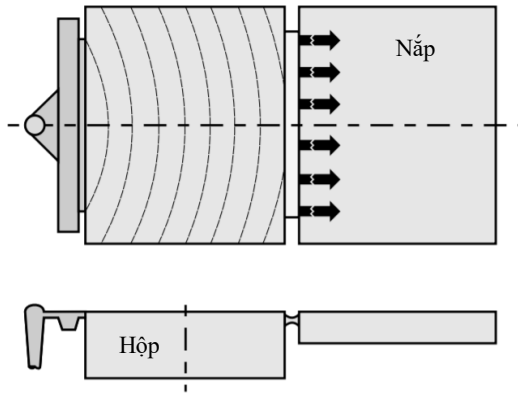
Khi cần thêm lực cản cho mô men xoắn hoặc giảm nứt, độ dày của vành khớp nối có thể tăng lên 0,020 in. Tất cả các chuyển đổi trong độ dày của khớp nối phải có được bán kính đầy đủ (tối thiểu 0,015 in). Ưu điểm của thiết kế này là khoảng cách giữa hòm khuôn và nắp được che bởi chính khớp nối.

Cấu trúc khớp nối độ bền cao được minh họa trong Hình 1.48 là một hộp nhỏ để đựng thuốc. Tất cả các bên, bao gồm cả thành phía sau của hộp, đều lồi để ngăn ngừa biến dạng. Do khớp nối phải thẳng, độ lồi của thành phía sau ảnh hưởng đến thiết kế khớp nối tổng thể. Khớp nối sẽ mở rộng ra bên ngoài thành phía sau của hộp đến một mức độ lớn hơn so với thành thẳng phía sau.

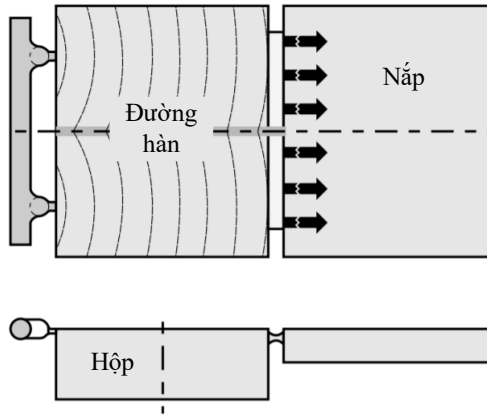
1.8.2 Chú ý thiết kế khuôn cho bản lề

Yếu tố quan trọng nhất trong thiết kế khuôn là hệ thống kênh dẫn nhựa. Sự lựa chọn về số lượng, kích thước và vị trí của các cổng vào nhựa được điều chỉnh cho phù hợp với các yêu cầu về kỹ thuật, thẩm mỹ và kinh tế. Các điều kiện sau đây cần chú ý:

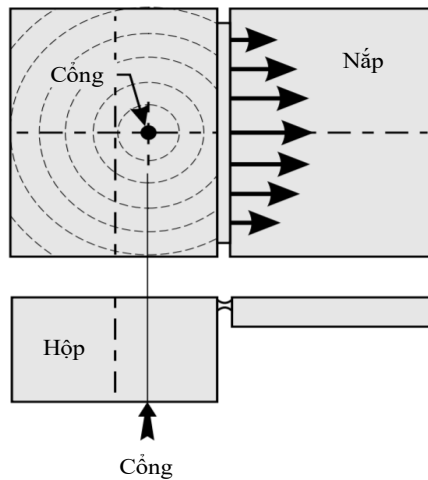
- Cổng hoặc nhiều cổng phải được đặt trên phần lớn nhất của vỏ bọc, tức là, trên hộp.
- Lòng khuôn chính phải được điền đầy hoàn toàn trước khi dòng chảy nhựa tới khu vực bản lề có bề dày mỏng.
- Dòng chảy nhựa trong phần bản lề phải vuông góc với đường bản lề và nên càng nhiều càng tốt. Điều này cũng áp dụng khi nhiều cổng vào nhựa được sử dụng.
- Với nhiều hệ thống cổng, cổng không được đặt ở hai bên gần với bản lề, để ngăn chặn sự hình thành các đường hàn trong khớp nối.



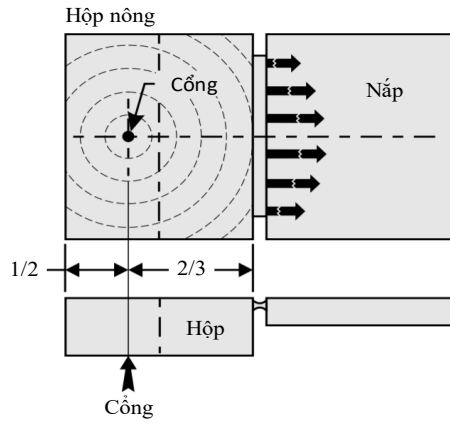
Hình 1.49: Cổng phun dạng băng



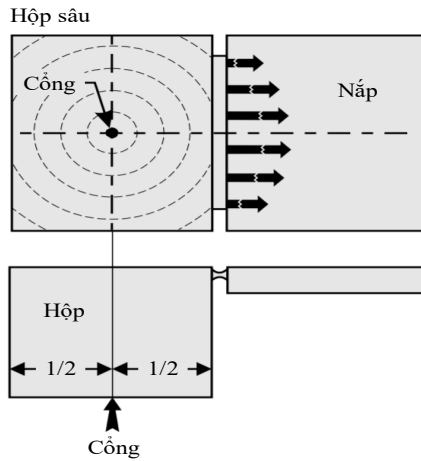
Hình 1.50: Hai cổng vào nhựa riêng



Hình 1.51: Vị trí cổng vào nhựa chưa tốt

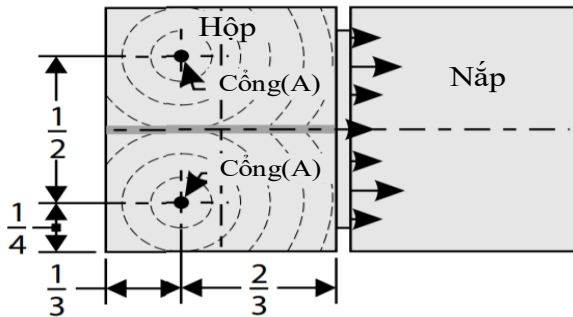


Hình 1.52: Vị trí cổng vào nhựa tốt



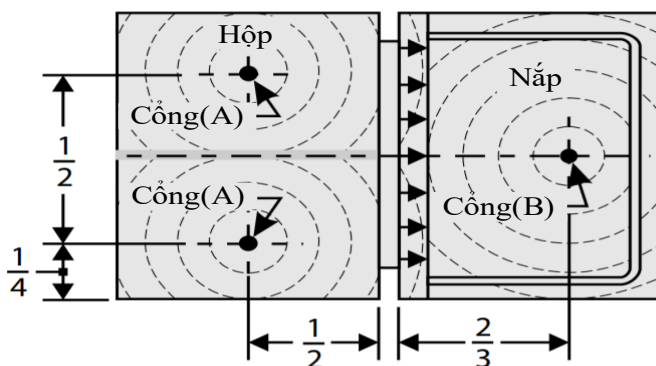
Hình 1.53: Vị trí cổng vào nhựa tốt

Vị trí cổng cho cường độ dòng hàn



Hình 1.54: Nhiều cổng vào nhựa

Vị trí cổng cho cường độ dòng hàn



Hình 1.55: Nhiều cổng vào nhựa (tiếp theo)

Thiết kế lý tưởng cho việc đặt cổng vào nhựa ở các hộp có chiều cao thấp là sử dụng cổng phun băng hoặc hai cổng phun cạnh riêng lẻ nằm trong mặt trước của hộp như trong hình 1.49 và 1.50. Đặc biệt với cổng phun băng, khuôn điền đầy rất đồng đều, dẫn đến việc tối ưu dòng chảy thông qua bản lề. Tuy nhiên trong thực tế, hệ thống cổng phun này lại không được ưa chuộng bởi vì vị trí của chúng ở mặt trước sẽ gây khó khăn cho việc thực hiện khóa của hộp. Ngoài ra, với một khuôn cố định, cả hai hệ thống đều yêu cầu sử dụng hệ thống kênh dẫn nóng hoặc kênh dẫn cách nhiệt, dẫn đến một bộ khuôn có chi phí tương đối cao.

Hệ thống cổng phun đơn giản và phù hợp nhất áp dụng cho cả hộp thấp và hộp cao là để đặt vị trí cổng phun ở phía dưới của hộp. Hình 1.51 dùng cổng gần với bản lề gây khó khăn trong việc điền đầy sản phẩm; vị trí cổng phun này không được khuyến khích để thiết kế sử dụng.

Nhược điểm của vị trí cổng này là nhựa đến phần bản lề trước khi điền đầy lòng khuôn, cản trở sự phân bố và định hướng đồng đều của nhựa và định hướng dòng nhựa chảy qua bản lề. Bởi vì dòng nhựa bị tổn thất áp suất cao, nhiều khuyết tật co rút xuất hiện ở trong nắp hộp. Việc lựa chọn giữa một hoặc nhiều cổng phun phụ thuộc chủ yếu vào kinh nghiệm. Để đảm bảo rằng khuôn hộp điền đầy trước, cổng phun cho các hộp thấp nên được đặt như trong hình 1.52. Với chiều cao hộp tăng dần, cổng phun có thể được di chuyển về phía trước ở trục đối xứng, trùng với đường thẳng ở hộp cao như trong hình 1.53.

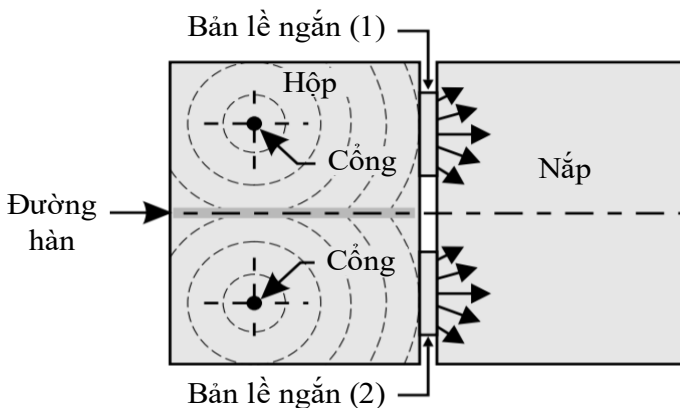
Hình 1.54 cho thấy vị trí chính xác của các cổng cho một hộp tương đối thấp. Có thể thấy rằng đối với hệ thống cổng phun này, các nguyên tắc tương tự được áp dụng như hệ thống một cổng phun. Khi sử dụng hệ thống

nhiều công phun, cần chú ý đến cân bằng dòng chảy để giảm thiểu sự hình thành các đường hàn.

Đôi khi nắp có nhiều bề dày khác nhau là điều không thể tránh khỏi. Đặc biệt với hộp tương đối lớn và cao, khuyết tật co rút xuất hiện trên bề mặt có khả năng xảy ra. Như hình 1.55, có thể trong các trường hợp này để công phun trên ở cả hai bên của bản lề. Chú ý bởi sự hình thành đường hàn và việc điền đầy phần đầu tiên của nắp diễn ra từ việc định hình phần cố định của hộp để đảm bảo chất lượng của bản lề. Điều này có thể đạt được bằng việc đặt nhiều công phun ở phần hộp và một công duy nhất ở phần nắp.

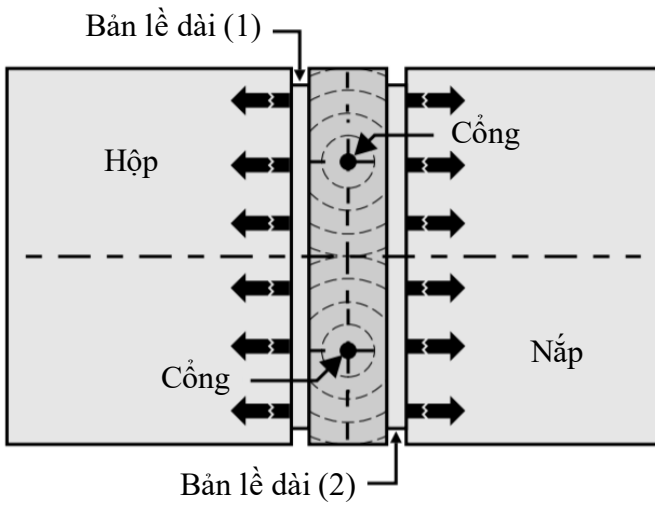
Kích thước của công phun ở hộp (A) nên bằng nhau hoặc lớn hơn để điền đầy phần nắp (B) hình 1.55. Hơn nữa, công phun ở nắp nên được đặt tại khoảng cách xa nhất có thể đối với bản lề. Dùng phần mềm CAE, thiết kế các kích thước của công phun và thực hiện mô phỏng để kiểm tra kết quả hình thành đường hàn ở phần nắp và thiếu nhựa tại vị trí đó.

Bản lề nhỏ có thể được sử dụng như trong hình 1.56 để giảm việc tự mở nắp phát sinh từ hiệu ứng đàn hồi của bản lề liên tục. Đối với vị trí của công phun, những quy tắc tương tự được áp dụng cho bản lề liên tục. Bởi vì bản lề không liên tục làm phát sinh một hoặc nhiều đường hàn trong lòng khuôn thứ hai, cần đặc biệt chú ý đến sự cân bằng chính xác của các mặt của bản lề và thoát khí của khuôn.



Hình 1.56: Hai cổng trên hộp với hai bản lề gắn

Đôi khi, việc mở và đóng hộp được thực hiện bằng phương tiện xây dựng hai bản lề như trong hình 1.57. Trong trường hợp này, công vào nhựa nên được đặt ở phần trung tâm thành phía sau hộp. Độ dày của phần này nên lớn hơn khoảng 25% so với độ dày của thành hộp và nắp.



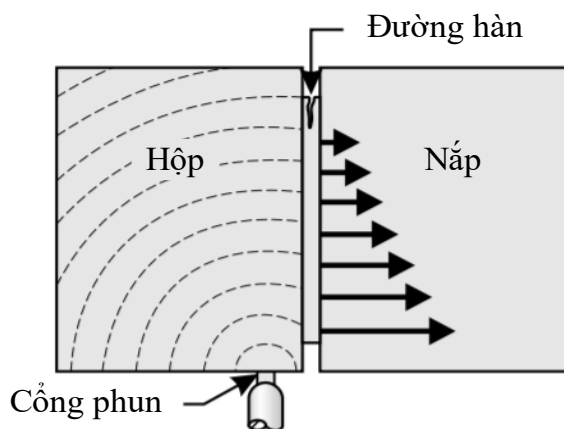
Hình 1.57: Hai cổng trên hộp với hai bản lề dài

1.8.3 Thiết kế cổng vào nhựa phù hợp cho độ bền bản lề

Trong phần này, một số khía cạnh khác liên quan đến thiết kế của khuôn, cũng như ảnh hưởng của các điều kiện xử lý và lựa chọn nhựa trong hiệu suất của các hộp có bản lề sẽ được trình bày.

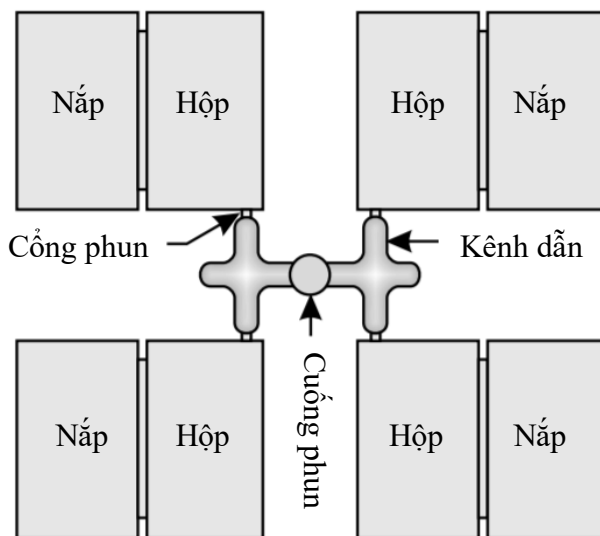
Các hộp có chiều cao nhỏ được sử dụng để đóng gói thuốc viên, mỹ phẩm, v.v. được sản xuất kinh tế nhất trong các khuôn nhiều lòng khuôn. Trong những trường hợp này, thiết kế cổng thích hợp là rất quan trọng.

Trong thực tế, có thể thấy rằng khi sử dụng bố trí khuôn hai hoặc bốn lòng khuôn, cổng (thường là cổng phun cạnh) nằm ở bên cạnh gần với phần bản lề như trong Hình 1.58. Hệ thống này chỉ phù hợp với các hộp có thiết kế tối ưu và nên tránh cho các thiết kế quan trọng, tức là, các hộp có thành mỏng thẳng đòi hỏi thời gian uốn cong tương đối dài của bản lề. Với vị trí cổng này, khả năng không điền đầy lòng khuôn đầu tiên có thể trở nên lớn hơn khả năng khó chảy qua phần bản lề nằm gần cổng. Điều này rõ ràng sẽ dẫn đến dòng chảy không đều trên toàn bộ chiều dài của bản lề và tạo ra nguy cơ tạo ra các hộp bị cong vênh, cho thấy tuổi thọ uốn rất hạn chế của bản lề do sự xuất hiện của các đường hàn.



Hình 1.58: Vị trí cổng phun và đường hàn

Hệ thống cổng phun tốt nhất với khuôn nhiều lòng khuôn nên được xem xét cho từng trường hợp riêng lẻ. Đôi khi có thể xác định vị trí các cổng ở trung tâm của các hộp, nhưng nhìn chung một hệ thống (như trong hình 1.59) phù hợp hơn cho tất cả các lòng khuôn.



Hình 1.59: Bố trí kênh dẫn và 4 lòng khuôn

Do có nhiều ưu điểm, cổng phun cạnh được ưa thích hơn các loại cổng khác cho bố trí khuôn nhiều lòng khuôn. Hơn nữa, bằng cách sử dụng một cổng phun cạnh, bất kỳ khuyết tật cơ ngót nào xảy ra trong nắp hoặc hộp có thể được giảm thiểu. Loại cổng này cho phép kiểm soát tốc độ phun linh hoạt hơn. Kích thước chính xác của cổng phun cạnh có chiều rộng 0,040

in và độ sâu bằng 50% độ dày thành hộp; chiều rộng cổng phun được mô phỏng nhiều lần, tùy thuộc vào độ nhớt nóng chảy nhựa. Thông thường là bắt đầu với một cổng nhỏ; sau đó, kích thước có thể được mở rộng khi cần thiết.

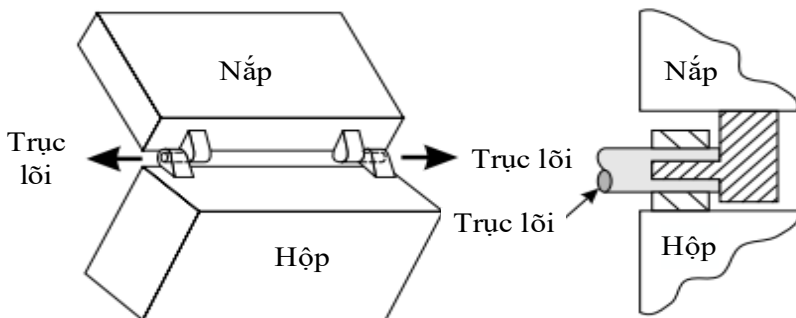
1.8.4 Các loại bản lề thông thường

Bản lề nhựa nhiệt dẻo phun ép có chi phí thấp và thiết thực. Các ý tưởng chính đằng sau thiết kế là làm cho các sản phẩm đơn giản nhất có thể và để tránh sử dụng kim loại. Có một sự đánh đổi giữa sự phức tạp của một khuôn và chi phí lắp ráp và hoàn thiện. Đối với sản lượng cần sản xuất nhiều hơn 100.000 sản phẩm mỗi năm, chắc chắn đáng để thiết kế một khuôn mẫu phức tạp mà loại bỏ tất cả các quá trình hoàn thiện, tức là sản phẩm sau khi ép phun có thể được sử dụng ngay. Đối với sản xuất sản lượng nhỏ, dùng thử nghiệm, khuôn nên đơn giản. Các sản phẩm ép có thể được khoan, gia nhiệt và lắp lại thủ công với nhau.

Vì có sự trượt giữa các phần giao nhau, bản lề hoạt động như một ổ trục. Nếu bản lề phải thật sự bền, ít nhất một mặt của nó phải được làm bằng nhựa nylon 6/6 hoặc vật liệu homopolymer acetal. Các phương pháp hình thành bản lề sau đây không yêu cầu phần cứng kim loại ở bản lề và phù hợp cho sản xuất hàng loạt.

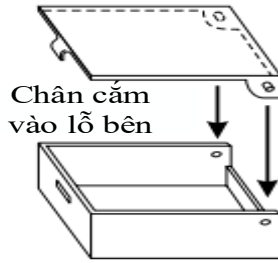
❖ *Thiết kế bản lề insert lõi bên*

Nếu một hộp nhỏ chỉ có hai trụ và bản lề ổ cắm, hộp có thể được ép bằng các trục được lồng vào nhau trong các ổ cắm bằng cách sử dụng các lõi bên trong khuôn như hình trong hình 1.60.

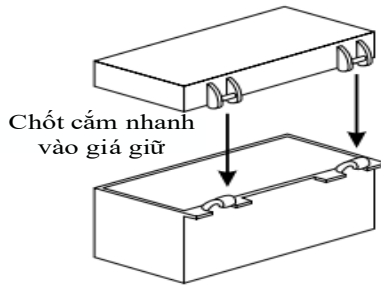


Nắp và hộp được ép phun ở vị trí khóa liên động. Bạc thép mỏng từ lõi tách trục trên nắp khỏi ổ đỡ trên hộp.

Hình 1.60: Hộp nhỏ có hai trụ và nắp có bản lề ổ cắm



Hình 1.61: Chốt cắm nhanh điển hình sử dụng trong băng cassette



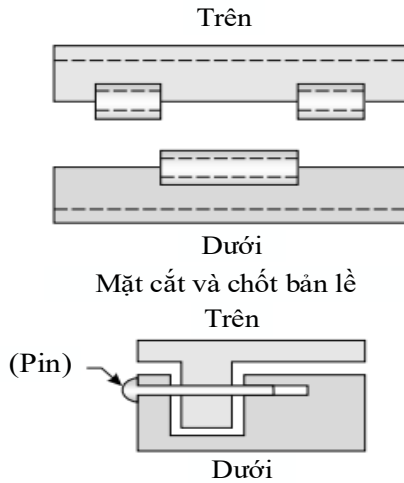
Hình 1.62: Bản lề lắp nhanh phía sau

❖ *Thiết kế bản lề chốt cắm nhanh*

Trong nhiều trường hợp khuôn phun ép và khuôn thổi, bản lề tác động nhanh hoạt động khá tốt. Hình 1.61 là một bản loại lề chốt cắm nhanh điển hình được sử dụng trong băng cassette và trường hợp đĩa nhỏ làm từ nhựa PS. Những loại bản lề có thể được phun ép để chúng cắm lại với nhau trong suốt quá trình lắp ráp. Đôi khi, chúng bao gồm một chốt để giữ ở cả hai đầu khuôn thành một sản phẩm và giá giữ dạng chữ C hoặc mặt bích hình bán nguyệt ngược sao cho bề mặt làm việc ngược với hướng lắp chốt như trong Hình 1.62.

❖ *Thiết kế chốt bản lề và chốt tiêu chuẩn*

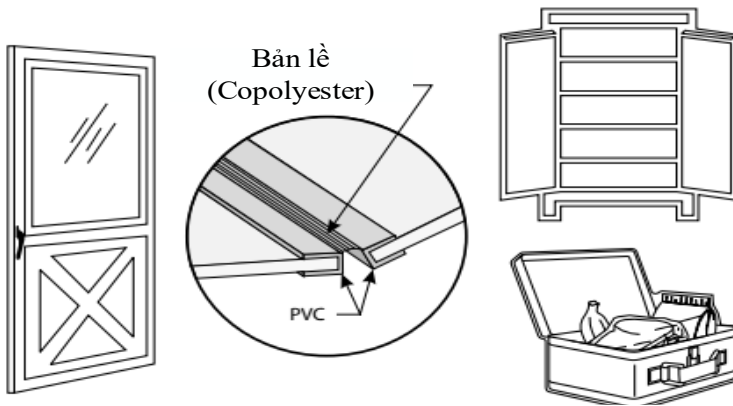
Mặt bích hình bán nguyệt có thể được sử dụng thay cho ống để không cần trượt. Chốt thường được phun ép với các mặt cắt phẳng, vượt quá phạm vi bình thường xoay để chốt có thể được lắp từ bên cạnh. Nó cũng có thể phun ép xen kẽ mặt bích hình bán nguyệt vào cả hai phần và sau đó lắp vào kim loại tách biệt hoặc chốt nhựa nhiệt dẻo đi qua tâm lỗ. Chốt và bản lề có thể được thiết kế để ống trượt qua chốt và bị chặn tại chỗ bản lề đóng lại nhưng có thể nâng lên khi bản lề mở ra như trong hình 1.63.



Hình 1.63: Chốt bản lề và chốt tiêu chuẩn

❖ **Thiết kế bản lề nhựa nhiệt dẻo ép đùn**

Một ví dụ về bản lề copolyester được thể hiện trong Hình 1.64, kết hợp một màng linh hoạt như một bản lề của chất đàn hồi nhiệt dẻo copolyester với hai bộ phận giữ cố định của PVC.



Hình 1.64: Thiết kế bản lề đồng nhựa nhiệt dẻo
(Courtesy: Du Pont)

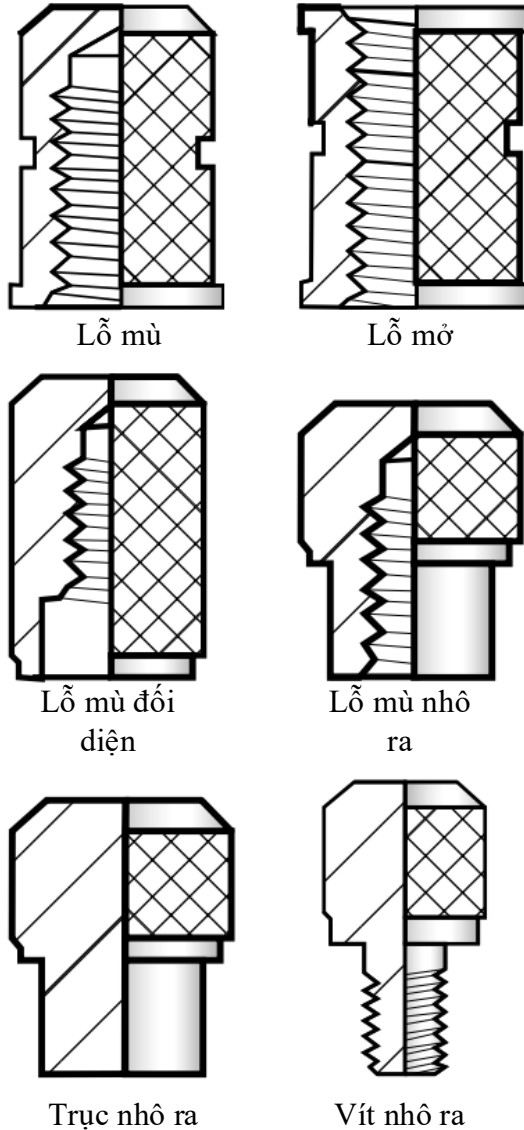
Với khả năng chống rách cao, độ bền uốn vượt trội và tính chất tuyệt vời ở nhiệt độ thấp của chất đàn hồi nhiệt dẻo copolyester hoạt động như bản lề nhựa nhiệt dẻo tạo ra những cơ hội vượt trội so với nhựa nhiệt dẻo trước đây.

1.9 Insert kim loại cho nhựa nhiệt dẻo phun ép

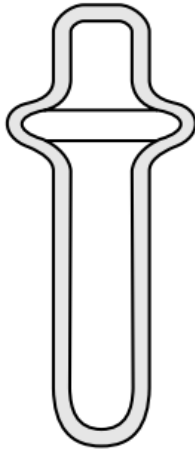
Việc sử dụng các insert trong quá trình ép phun của nhựa nhiệt dẻo có

một vài sự khác nhau. Trường hợp cần phải insert để tăng bền cho việc nhấn giữ vít, thêm tuổi thọ cho ren vít hoặc khi thường xuyên phải cách điện hoặc lý do khác.

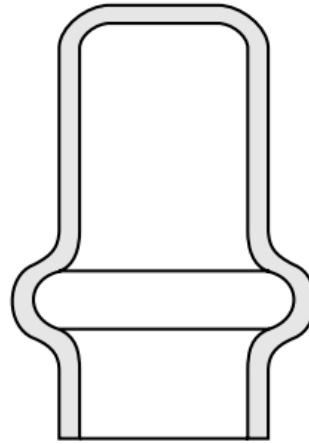
Một số loại (insert) được sử dụng trong quá trình ép phun, bao gồm cả kim loại (insert) được thực hiện bằng cách gia công, bằng cách rèn nguội kim loại và bằng cách dập kim loại tấm. Một số loại thiết kế (insert) kim loại được mô tả trong hình 1.65 và 1.66.



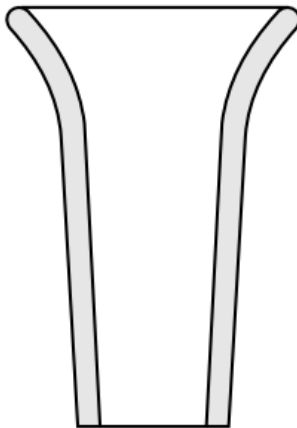
Hình 1.65: Ren kim loại và insert trục cho phun ép nhựa



Rút chốt



Rút vỏ



Drawn-eyelet

Hình 1.66: Kim loại được insert để phun ép nhựa nhiệt dẻo

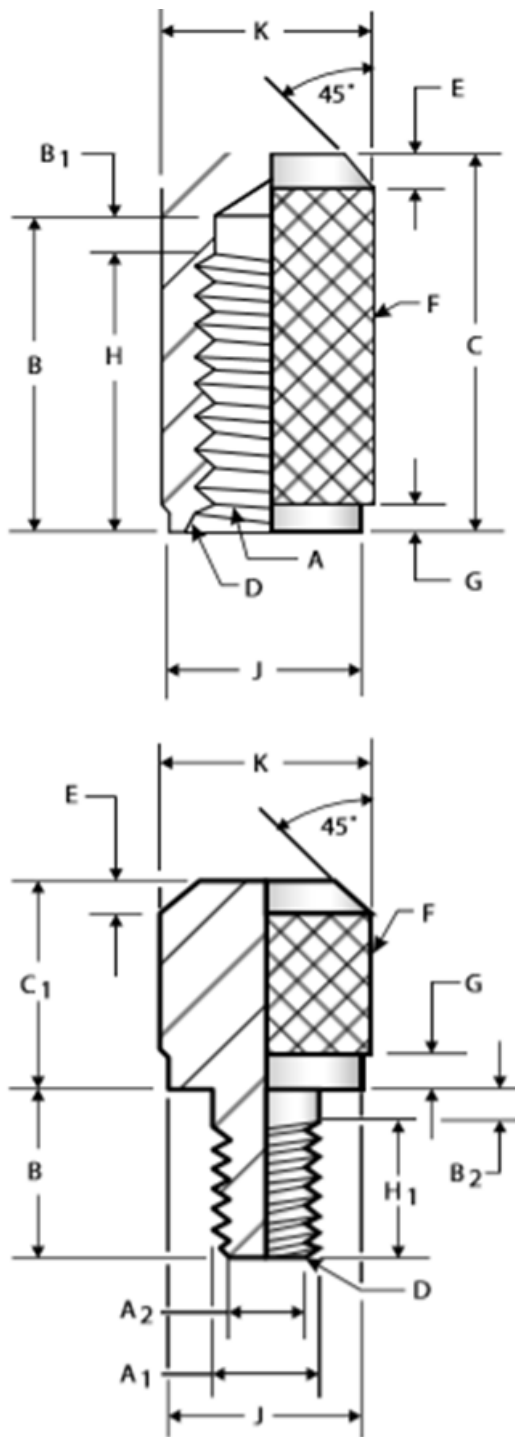
Duy trì độ chính xác đồng đều trong các kích thước khác nhau của (insert) kim loại luôn luôn là một vấn đề cho ngành công nghiệp ép nhựa và cho nhà sản xuất (insert) kim loại, chủ yếu là do thiếu thông tin thiết kế và tiêu chuẩn hóa kích thước (insert) kim loại.

Bảng 1.1: Dung sai insert vít kim loại gia công

Loại vít	Mô tả	Dung sai
A A ₁ A ₂	Kích thước ren “American National” – “Class 2” Đường kính lớn Đường kính nhỏ dung sai không đổi Đường kính nhỏ dung sai chính xác	(±) 0,002 in (±) 0,0005 in
B B ₁	Độ sâu nhỏ và đường kính chiều dài chính Số chủ đề không thể sử dụng trên và dưới	
C C1	Độ dài dung sai không đổi Độ dài dung sai chính xác Chiều dài ren	(±) 0,010 in (±) 0,001 in (±) 0,010 in
D	Góc vát ren	45° · 0,003 in
E	Vát thân trục	45° · 0,06 in
F	Lăn nhám thô	
G	Chiều dài đường kính (sealing) tối thiểu	0,03 in
H H ₁	Chiều dài ren 1,5 x đường kính Chiều dài ren	(H1 + B1 = B)
J	Dung sai đường kính (sealing)	(±) 0,002 in
K	Đường kính (bar stock) tối thiểu	

1.9.1 Gia công ren kèm dung sai

Kích thước và dung sai cho ren trái và ren phải điển hình được thể hiện trong hình 1.67 và trong bảng 1.1.



Hình 1.67: Dung sai insert ren kim loại gia công

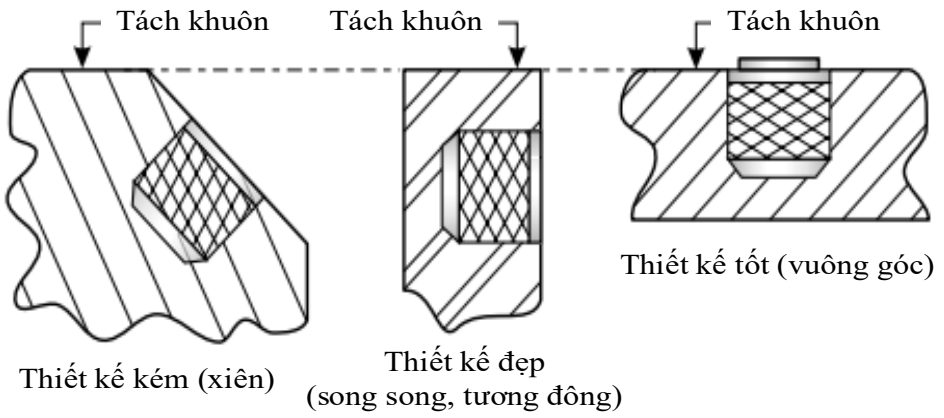
1.9.2 Độ dày thành sản phẩm cho insert kim loại

Độ dày thành nhựa nhiệt dẻo phụ thuộc vào:

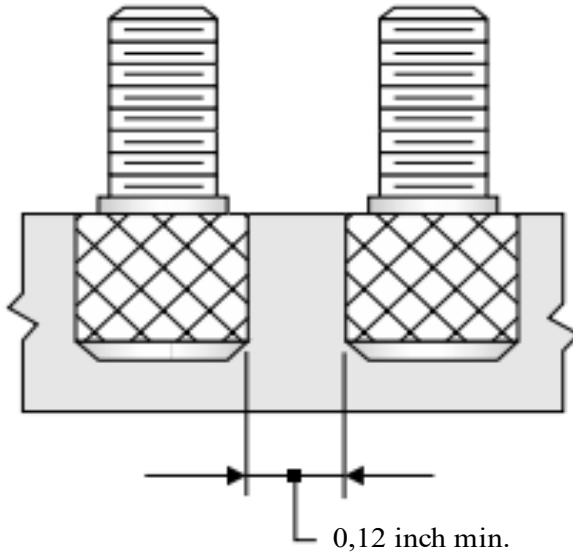
- Thiết kế insert kim loại thích hợp cho phun ép nhựa nhiệt dẻo.
- Tốc độ co rút của nhựa.
- Mô đun đàn hồi (độ cứng) của nhựa.
- Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính của nhựa.
- Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính của kim loại insert.
- Nhiệt độ môi trường nơi sử dụng sản phẩm.
- Thay đổi kích thước sản phẩm gây ra bởi sự co rút khuôn mẫu và đặc tính hấp thụ độ ẩm của nhựa.
- Các đặc điểm nhựa bị biến chất (mất tính chất) gây ra bởi sự lão hóa của sản phẩm.

Rất thường xuyên, sản phẩm phun ép phun nhựa nhiệt dẻo được thiết kế trước và các insert kim loại quan trọng sau đó được lắp vào không gian còn lại. Nếu kim loại insert là cần thiết cho ứng dụng của sản phẩm, chúng nên được thiết kế trước, và sau đó sản phẩm phun ép bằng nhựa nhiệt dẻo phải được thiết kế xung quanh kim loại insert. Hình dạng, hình học và các yêu cầu đối với kim loại insert điều khiển độ dày thành nhựa nhiệt dẻo ở mức độ cao, đặc biệt là khi kim loại insert có hình dạng không đều (hình chữ nhật, hình vuông, hình lục giác, ngôi sao hoặc bất kỳ hình dạng nào khác có góc nhọn). Các tính chất quan trọng nhất của nhựa là: mô đun đàn hồi, đặc tính độ nhớt để điền và đóng gói khuôn lòng khuôn với áp suất phun tối ưu, tốc độ kết tinh nóng chảy lâu hơn, đặc tính bám dính tốt, tốc độ kéo dài cao và độ nóng chảy polymer thấp/nhiệt độ xử lý khuôn. Tất cả những đặc điểm nhựa này rất quan trọng để khi phun ép kim loại insert không bị nứt hoặc di chuyển.

Rất khó để thiết lập các tiêu chuẩn độ dày nhựa nhiệt dẻo (độ dày của tường xung quanh insert và cho bức tường nằm bên dưới insert) trong mối quan hệ với đường kính ngoài của insert kim loại. Hình 1.68, 1.69 và 1.70 cho thấy định hướng insert kim loại, độ hở tối thiểu và các vấn đề gây ra bởi độ dày thành cơ sở không phù hợp bên dưới insert kim loại.

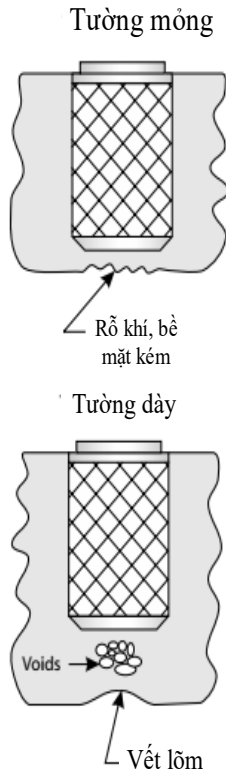


Hình 1.68: Định hướng mặt phân khuôn cho insert kim loại



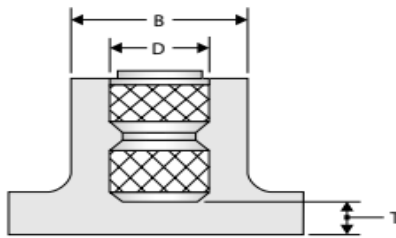
Khoảng cách tối thiểu giữa
Các insert để tránh tập trung nhiệt

Hình 1.69: Khoảng cách tối thiểu giữa các insert



Hình 1.70: Các lỗi sản phẩm khi có insert

Bảng 1.2: Các khuyến nghị cho miếng insert kim loại tròn



Miếng ghép kim loại Đường kính ngoài "D" (in)	Nhựa nhiệt dẻo không pha trộn		Nhựa nhiệt dẻo cốt thép	
	Vấu lồi (B) (in)	Độ dày "T" (in)	Vấu lồi "B" (in)	Độ dày "T" (in)
0.156	0.312	0.062	0.312	0.062
0.187	0.344	0.062	0.360	0.062
0.218	0.406	0.078	0.422	0.078
0.250	0.453	0.078	0.500	0.078
0.281	0.484	0.093	0.531	0.093
0.343	0.578	0.093	0.609	0.109

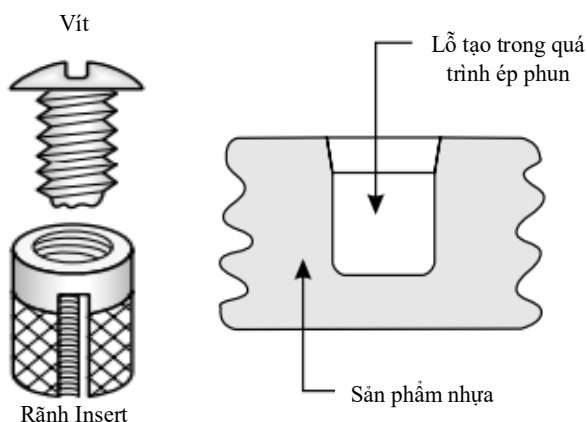
1.9.3 Lắp ráp insert kim loại khi phun ép nhựa

Thông thường, các miếng ghép được định vị và ép vào với sự trợ giúp của đồ gá định vị nhỏ được thiết kế phù hợp.

Khi một miếng ghép được ép trong sau khi khuôn ép, khuôn phải được thiết kế có một lỗ để cho miếng ghép vào, kích thước của lỗ này phải được thiết kế dựa trên kích thước của miếng ghép, độ co rút khuôn của nhựa nhiệt dẻo

Một loại insert mới (minh họa trong hình 1.71) đã mở rộng việc ép miếng ghép. Nó làm giảm tỷ lệ sai và tăng năng suất.

Insert bằng đồng thau này có thể được lắp bằng tay hoặc bằng máy vào khuôn ép nhựa nhiệt dẻo. Các vít sau đó luôn xuống dưới, đặt áp lực vít trên các bề mặt bốn khe/bề mặt lỗ tai.



Hình 1.71: Khe cắm tai insert cài đặt khuôn phun ép

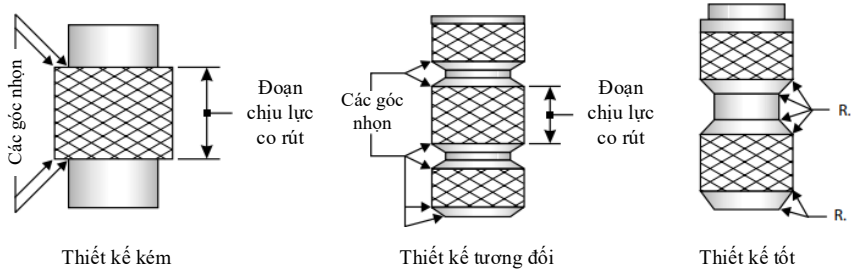
1.9.4 Các loại insert ren trong bằng kim loại

Việc thiết kế các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo ép phun cần dùng các loại insert ren trong bằng kim loại để phun ép đòi hỏi rất nhiều việc lên kế hoạch và tính toán sơ bộ. Người thiết kế sản phẩm, thiết kế khuôn, quy trình sản xuất, nhà cung cấp nhựa và nhà sản xuất insert phải hợp tác để đơn giản hóa thiết kế, điều này sẽ dẫn đến việc sản xuất các sản phẩm đạt yêu cầu và sẽ thúc đẩy sản xuất kinh tế hơn. Hình 1.72 cho thấy 4 dạng điển hình của các loại insert ren trong bằng kim loại sử dụng trong các sản phẩm nhựa nhiệt dẻo.



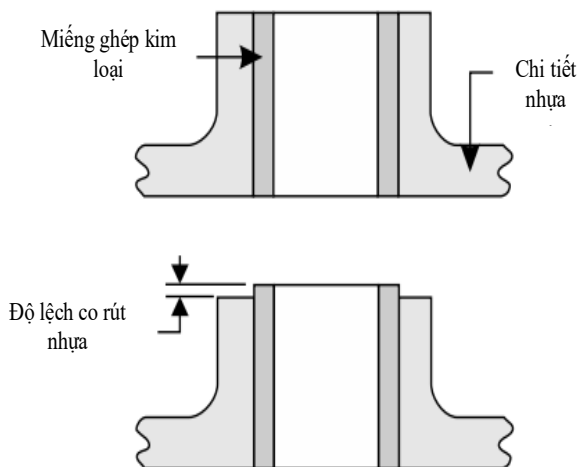
Hình 1.72: Các loại insert ren kim loại thông dụng cho các chi tiết nhựa

Các ứng dụng thông thường của các insert này là cố định các cuộn điện từ, van đóng ngắt điện từ và cảm biến ABS, phần ren và các đầu nối insert được đóng bên trong chi tiết nhựa. Hình 1.73 cho thấy ba kiểu thiết kế ảnh hưởng đến hiệu suất của sản phẩm nhựa nhiệt dẻo sử dụng một trong các loại insert này.



Hình 1.73: Các dạng thiết kế của insert ren trong bằng kim loại
Ảnh hưởng co rút gây chênh lệch trên phần đóng insert

Hình 1.74 cho thấy các phản ứng sau khi phun ép trên phần insert gây ra bởi mức độ co rút của nhựa nhiệt dẻo và thay đổi kích thước nhỏ của insert kim loại.



Hình 1.74: Các ảnh hưởng gây ra bởi sự sai lệch co rút nhựa

Tác động của hệ số giãn nở nhiệt đối với việc chọn vật liệu

Việc lựa chọn chính xác các kim loại để làm các loại insert là rất cần thiết, vì sự khác biệt trong hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính giữa các kim loại và nhựa nhiệt dẻo khác nhau. Các giá trị cho hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính đối với nhựa nhiệt dẻo gia cường sợi thủy tinh được kiểm soát bởi các thông số sau:

- Xu hướng của sợi thủy tinh trong quá trình ép phun.
- Tính chất nhiệt cơ sở của nhựa.
- Phụ gia kết hợp với nhựa.
- Quá trình và thiết bị cần thiết cho hợp chất của nhựa.

Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính đối với một polymer có xu hướng song song theo hướng dòng chảy (còn được gọi là MD) thường là giá trị nhỏ hơn được công bố bởi các nhà cung cấp nhựa. Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính với góc gia tăng của sợi thủy tinh thay đổi từ song song hoặc 0° (tối thiểu MD) cho đến vuông góc hoặc 90° (tối đa TD).

Bảng 1.3: Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính
(0°C to 200°C) – ($\text{cm} \times \text{cm}^\circ\text{C}$)

Vật liệu	Hệ số $\cdot 10^{-6}$
Nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật	
Nylon 6/6, không gia cường	70 MD – NA TD

Nylon 6/6, FR, không gia cường	60 – 70 – NA TD
Nylon 6/6, có gia cường	20 MD – 55 TD
Nylon 6/6, FR, có gia cường	20 MD – 55 TD
Nylon 4/6, FR, có gia cường	15 MD – 60 TD
HTN Nylon, có gia cường	15 MD – 45 TD
Nylon 6/12, có gia cường	23 MD – 50 TD
PBT, có gia cường	25 MD – 60 TD
PET, có gia cường	25 MD – 60 TD
PPS, có gia cường	22 MD – 55 TD
LCP, có gia cường	14 MD – 40 TD
Kim loại	
Nhôm 2S (99,2% Al)	23,94
Đồng thau (67% Cu, 30% Zn)	18,5
Đồng (90% Cu, 10% Zn)	18,8
Đồng photpho	16,8
Đồng photpho 30 (95% Cu, 4% Sn, 1% Zn)	18,9
Đồng đỏ (99,9 %)	17,71
Thép (99% Fe, 1% C)	12
Thép nguội	14
Thép không gỉ (90,2 % Fe, 8% Cr, 0,4% Mn, 1,2%)	11
Thép Monel (60% Ni, 12% Fe, 11% Cr, 2% Mn)	14
Niken	12,9
Bạc (92,5% Ag, 7,5% Cu)	18
Hợp kim hàn (50% Sn, 50% Pb)	24
Kẽm (95% Zn, 5% Al)	2

Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính cho hướng theo chiều ngang của dòng chảy (vuông góc với hướng của sợi thủy tinh, còn được gọi là TD), có một

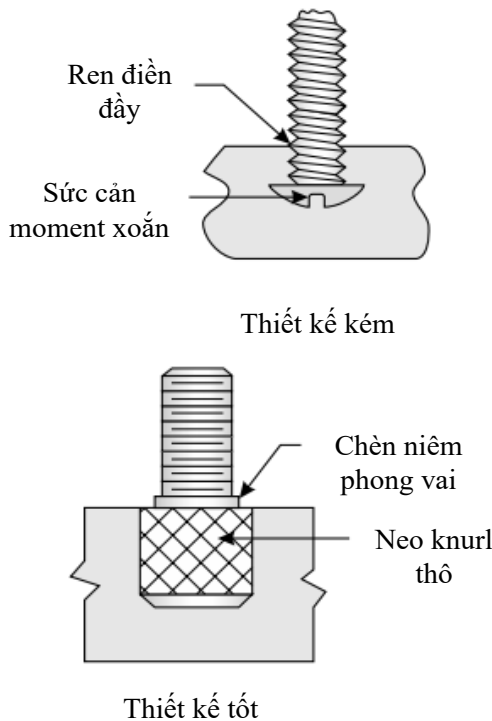
giá trị cao hơn nhiều so với hệ số MD. Nó rất gần với hệ số của giá trị giãn nở nhiệt tuyến tính được báo cáo cho không được chế tạo polymer. Sợi thủy tinh hướng theo phương vuông góc với dòng chảy cung cấp rất ít sự gia cố cho polymer (một sự cải thiện nhỏ được cung cấp bởi các mặt cắt TD sợi thủy tinh).

1.9.5 Phương pháp cố định insert bằng neo

Neo chắc chắn và cố định của insert kim loại siết chặt là rất cần thiết và vì không có sự kết dính hóa học hoặc tự nhiên giữa nhựa nhiệt dẻo và insert kim loại, neo phải được lấy bằng phương pháp cơ học.

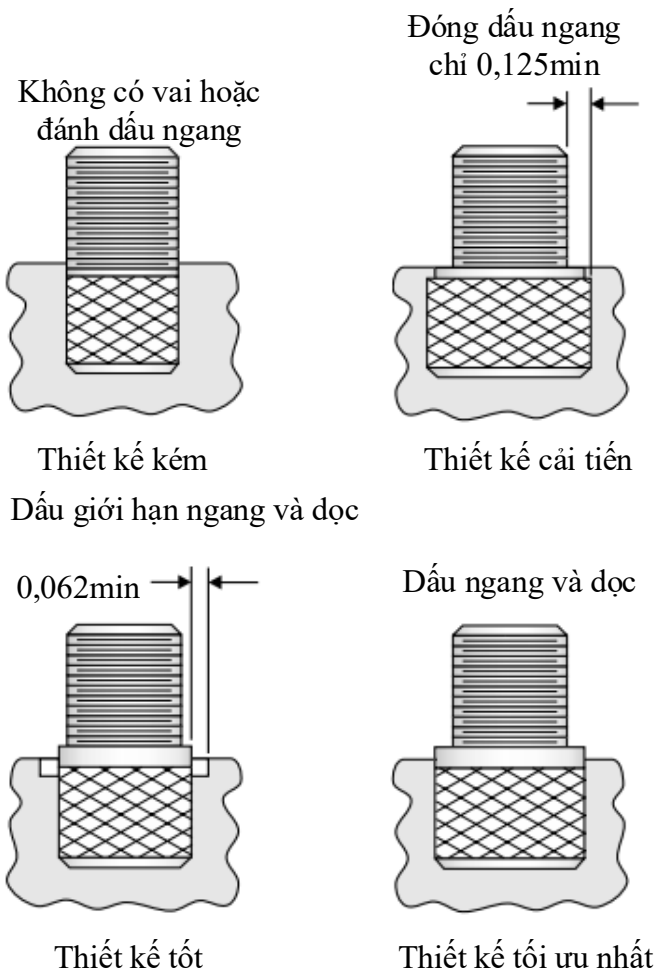
Insert kim loại phải được neo đủ chắc để tránh xoay khi mô men xoắn được áp dụng và để tránh kéo ra khỏi nhựa nhiệt dẻo khi chịu lực căng.

Hình 1.75, 1.76, 1.77, 1.78, 1.79, 1.80 và 1.81 cho thấy các thiết kế neo kém và tốt, lựa chọn các thiết kế insert kim loại cần thiết cho phun ép nhựa nhiệt dẻo và các loại neo cho thanh tròn và insert kim loại tấm phẳng.

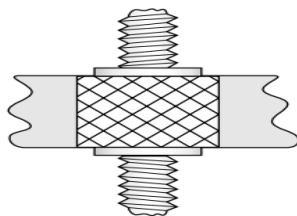


Hình 1.75: Vít kim loại insert neo để đóng gói

Các miếng insert vít bằng kim loại nhô ra phải có một vai để loại bỏ bất kỳ ba via nhựa nhiệt dẻo nào xuất hiện xung quanh các insert trong quá trình phun ép.

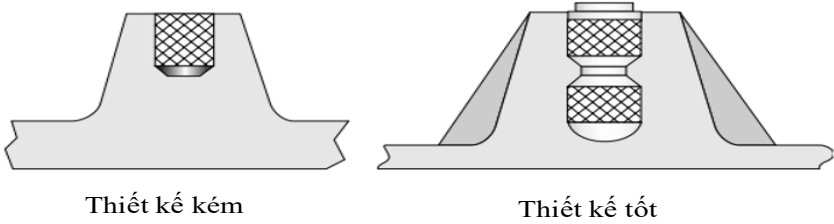


Hình 1.76: Lựa chọn insert vít kim loại để đóng gọt



Hình 1.77: Insert vít kim loại nhô ra kẹp để đóng gọt

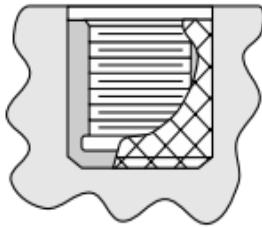
Kim loại insert vào các vấu lồi nên mở rộng đến trong một độ dày vật liệu của thành đối diện. Gân có thể được thêm vào để tăng thêm độ bền cho đường hàn vấu lồi.



Hình 1.78: Thiết kế vấu lồi insert kim loại có ren để đóng gói

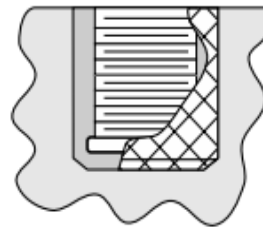
Insert kim loại có ren nên có một vai để loại bỏ bất kỳ ba via nào xuất hiện trong quá trình phun ép.

Không vai hoặc dầu ngang



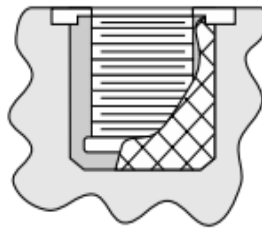
Thiết kế kém

Chỉ có dầu ngang



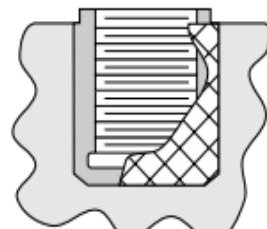
Thiết kế cải tiến

Giới hạn dầu ngang và dọc



Thiết kế tốt

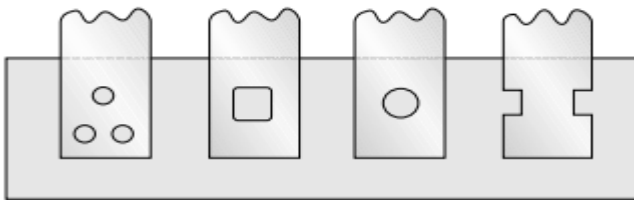
Đóng dầu ngang và dọc



Thiết kế tối ưu nhất

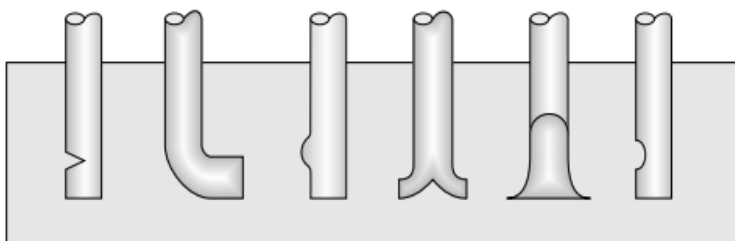
Hình 1.79: Lựa chọn insert kim loại có ren

Thiết kế neo điển hình được sử dụng để đóng gói các tấm kim loại dập bằng nhựa nhiệt dẻo.



Hình 1.80: Các loại insert kim loại tấm

Thiết kế neo điện hình được sử dụng để đóng gói các thanh insert kim loại lạnh tròn bằng nhựa nhiệt dẻo.

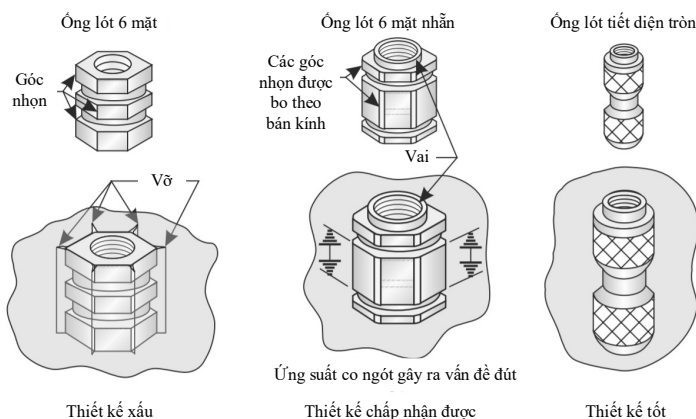


Hình 1.81: Các loại kim loại lạnh được insert để đóng gói

(Nguồn: Hiệp hội Công nghiệp Nhựa, Inc.)

1.9.6 Các vấn đề về quá trình lắp ống lót kim loại

Việc ống lót kim loại ren nhô ra thường xuyên được sử dụng và được lắp trong nhựa nhiệt dẻo cho các mục đích cụ thể. Trong hầu hết các trường hợp, phần nhô ra được sử dụng để lắp ráp. Trong các trường hợp đặc biệt, đặc biệt là với các ống lót kim loại lớn trong đó sản phẩm được bọc trong nhựa nhiệt dẻo phải chịu mô men xoắn đáng kể để có được mối lắp chặt, phần nhô ra là cần thiết.



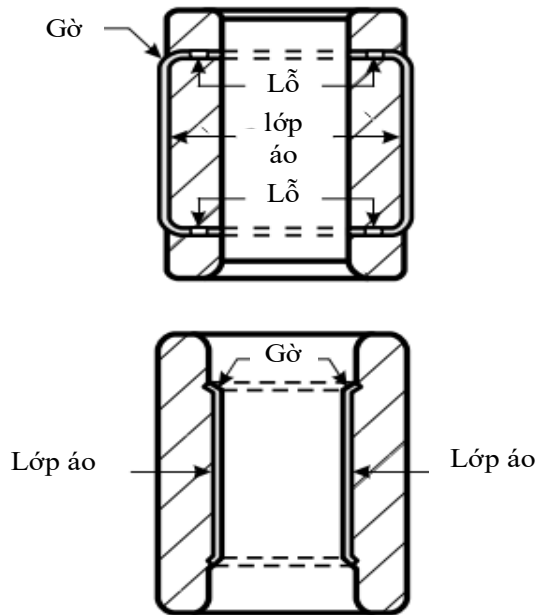
Hình 1.82: Quá trình lắp ống lót nhô ra

Hình 1.82 cho thấy quá trình lắp một ống lót kim loại hình tròn nhô ra trong phần nhựa nhiệt dẻo. Sử dụng ống lót insert kim loại hình lục giác có thể gây ra các yếu tố tập trung ứng suất cao và lỗi sản phẩm hoặc vết nứt trong nhựa nhiệt dẻo xung quanh góc nhọn.

1.9.7 Phun ép sản phẩm với insert kim loại

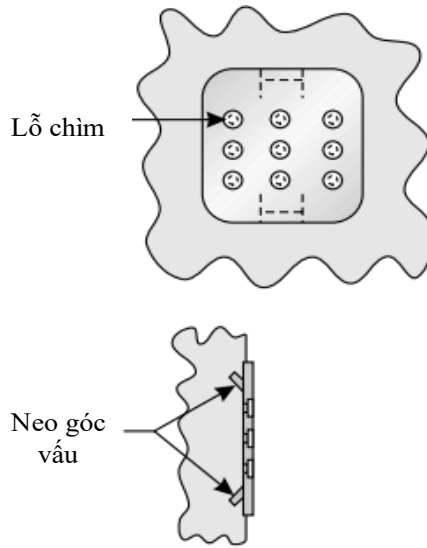
Đối với các ứng dụng phun ép nhựa nhiệt dẻo có độ dày thành sản phẩm bị hạn chế, thiết kế neo insert kim loại được cung cấp bởi một miếng kim loại hình tròn có vai nhô ra mà không có góc nhọn. Một rãnh có thể được thêm vào để tăng neo cho thẳng. Tuy nhiên, các góc nhọn phải tránh. Khi phun ép một miếng kim loại hình lục giác có vai tròn nhô ra, tất cả các góc nhọn phải được loại bỏ và một rãnh tròn được cung cấp ở trung tâm.

Những insert rất khó để neo đúng cách. Khi phần insert hình ống nằm cách xa phần phun ép, có thể cung cấp các lỗ tròn hoặc đảo ngược từ phần insert hình ống sẽ đóng vai trò là chỗ neo phù hợp như trong hình 1.83.



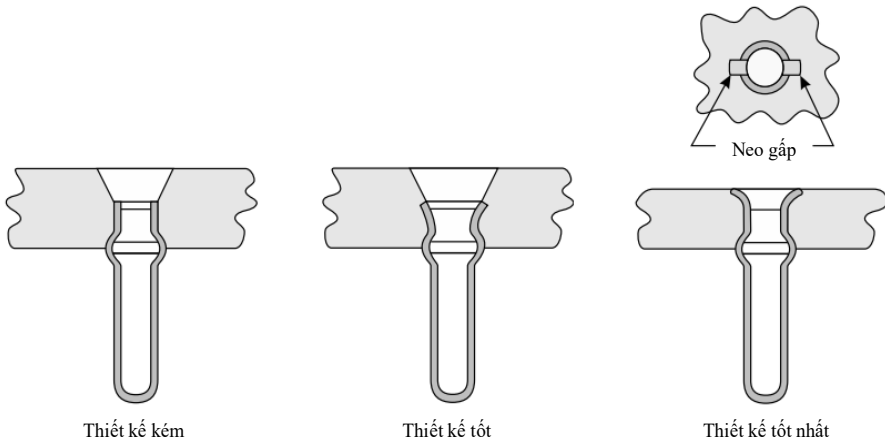
Hình 1.83: Insert kim loại hình ống mỏng neo

Insert kim loại tấm phẳng có thể được neo bằng các lỗ chìm bất cứ nơi nào được phép, hoặc phần có thể được cắt ra một phần và uốn cong để cung cấp việc giữ chặt. Tất cả các cạnh của phần insert phải được vát, trừ khi một số phần nhất định của phần insert không được yêu cầu cho hoạt động của sản phẩm, như trong hình 1.84.



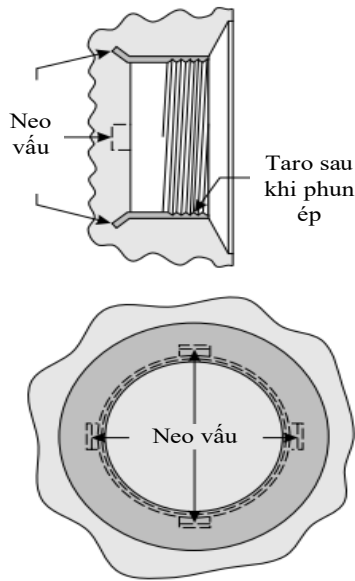
Hình 1.84: Tấm kim loại phẳng insert neo

Khi sử dụng một miếng kim loại có vỏ ở giữa trong một sản phẩm nhựa nhiệt dẻo có độ dày thành tối thiểu, phải hết sức thận trọng để cung cấp chỗ neo thích hợp cho việc phun ép. Hình 1.85, hình minh họa trên cùng, cho thấy một thiết kế neo kém, bởi vì nó cho phép độ dày thành sản phẩm nhựa nhiệt dẻo không đủ để tránh nứt. Hình minh họa ở giữa cho thấy một thiết kế neo cân bằng.



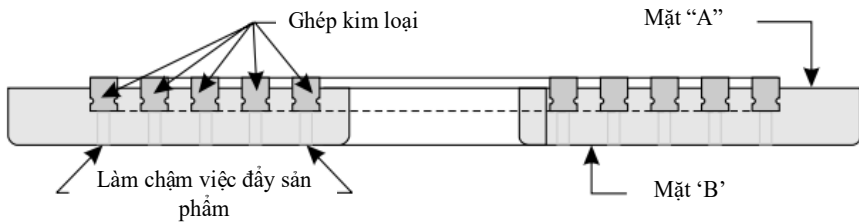
Hình 1.85: Nút neo kim loại

Hình 1.86 cho thấy một miếng kim loại vỏ lớn được vẽ bằng nhựa nhiệt dẻo. Trong sự lắp ghép này, chiều dài đai ốc hoặc không gian phần ghép bị giới hạn.



Hình 1.86: Rút vỏ kim loại neo để đóng gói

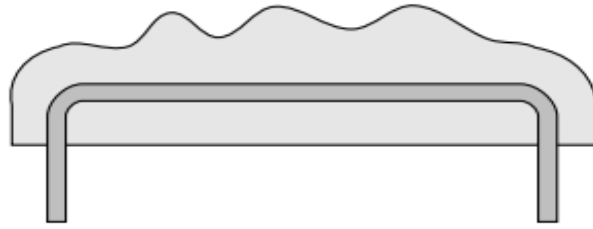
Như trong Hình 1.87, phần ghép tròn sẽ có ít nhất hai rãnh để giữ lại các phần ghép ở trong khuôn, định vị lồng khuôn bằng các rãnh; để tránh sự di chuyển của nhiều phần ghép trong quá trình ép phun, các chốt hời cố định ở nửa còn lại của khuôn được sử dụng, tạo ra các lỗ trên bề mặt.



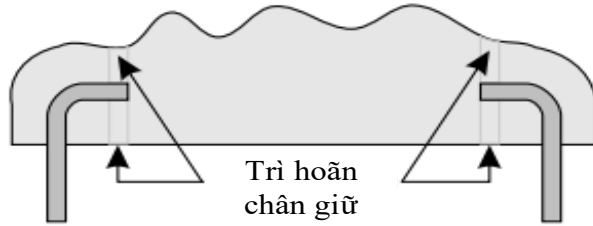
Hình 1.87: Kim loại bề mặt lớn neo để phun ép

Những insert này gây ra co rút sản phẩm không đều và cong vênh của sản phẩm.

Hình 1.88, hình trên, là một thiết kế kém, trong đó phần insert hình chữ U dài được đóng kín một phần, làm cho phần ghép một mảnh nổi, tạo ra ứng suất cao (co rút vi sai/giãn nở nhiệt) và nứt của nhựa nhiệt dẻo. Hình minh họa bên dưới là một thiết kế tốt, trong đó hai phần ghép tách biệt được hỗ trợ bởi chốt đẩy cố định hoặc trì hoãn việc đẩy sản phẩm. Thiết kế này có một số ưu điểm, trong số đó có kiểm soát kích thước sản phẩm được tốt hơn, kiểm soát chất lượng được cải thiện, giảm lỗi sản phẩm và hiệu quả quá trình tốt hơn trong quá trình sản xuất.



Thiết kế kém



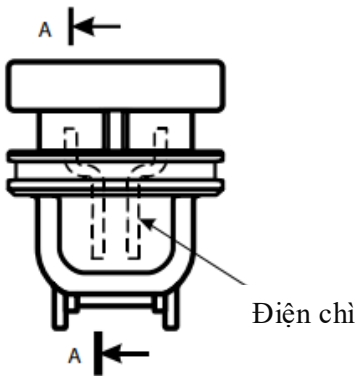
Thiết kế tốt

Hình 1.88: Insert kim loại có hình dạng bất thường neo để phun ép

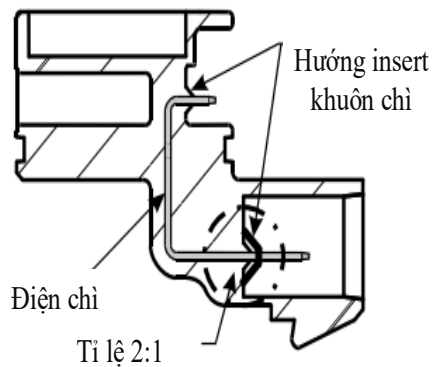
Nếu các công tắc điện được yêu cầu cao tùy vào mục đích sử dụng, phần ghép có thể được làm chắc chắn, phẳng, mỏng và hẹp. Các phần ghép chì điện nên được uốn cong (hình xoắn, các đường cong uốn lượn) để bù (một chút đưa vào phần ghép cong) cho độ co rút của nhựa nhiệt dẻo nóng chảy xung quanh insert, như trong hình 1.89.

Điện chì uốn cong 90° giảm các vấn đề vỏ bọc gây ra bởi các hệ số khác nhau của dẫn nở nhiệt tuyến tính kim loại và nhựa nhiệt dẻo.

Hình chiếu đứng

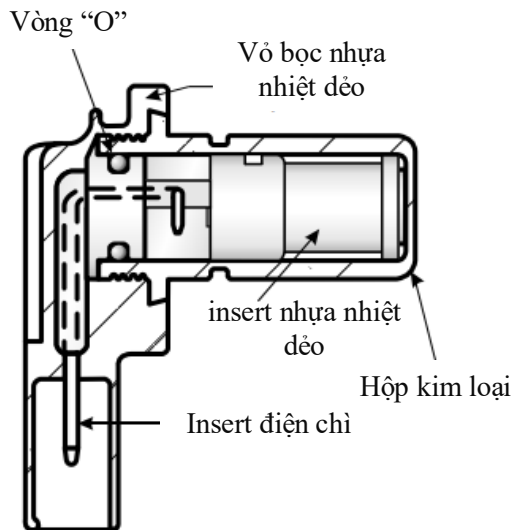


Mặt cắt A-A



Hình 1.89: Vỏ bọc dây dẫn uốn đa hướng

Do sự khác biệt trạng thái giữa nhựa nhiệt dẻo và kim loại (ví dụ: sự khác biệt về hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính) nên kết hợp các loại vật liệu với nhau để tạo ra sản phẩm đạt yêu cầu sử dụng.

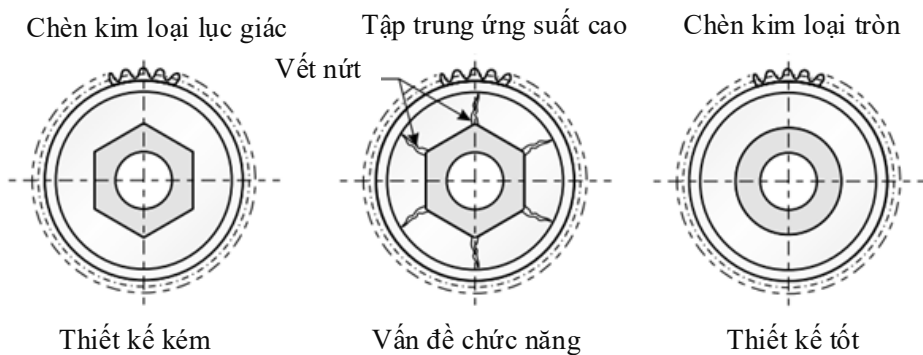


Hình 1.90: Insert vỏ bọc nhựa nhiệt dẻo chống rò rỉ

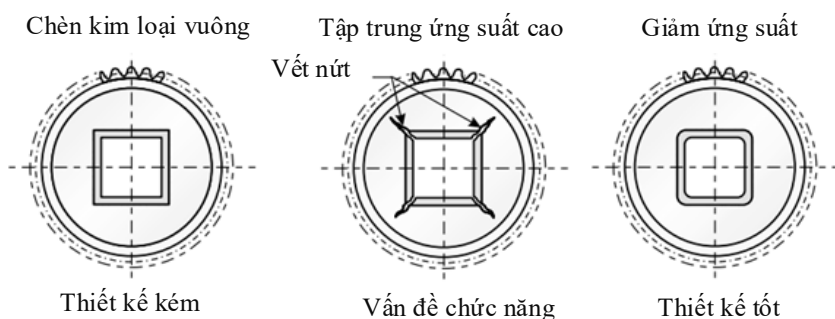
Đối với một số ứng dụng, chẳng hạn như cuộn chỉ hiển thị trong Hình 1.90, một rãnh giữ lại cho kiểu chữ vòng “O” được phun ép trên nhựa nhiệt dẻo insert suốt, niêm phong kim loại có thể insert và cung cấp một khớp chống rò rỉ để ngăn chặn dòng chảy nhiệt dẻo bên trong dây quần vết thương trong suốt vỏ bọc.

Thay vì phun ép một sản phẩm nhựa nhiệt dẻo với một thành dày, có thể gây ra các lỗi sản phẩm khi phun ép nghiêm trọng, thì việc sử dụng các phần insert được thiết kế chính xác sẽ không chỉ tạo ra độ cứng cao hơn với độ dày thành sản phẩm tối thiểu, nhưng nó cũng sẽ hỗ trợ duy trì độ chính xác kích thước tốt hơn.

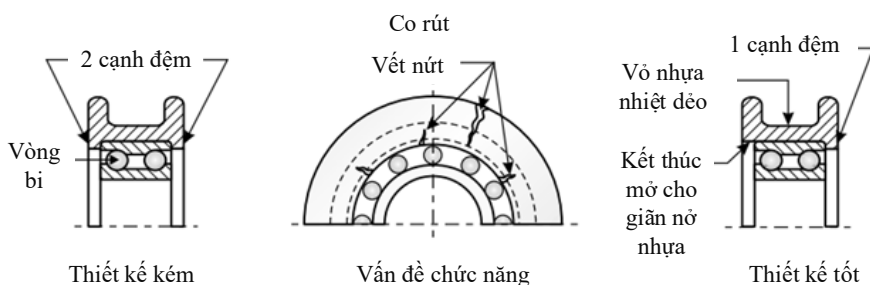
Hình 1.91 và 1.92 cho thấy các bánh răng bọc nhựa nhiệt dẻo trên hình lục giác và insert kim loại vuông. Hình 1.93 cho thấy rỗng rọc bọc nhựa nhiệt dẻo, sử dụng ổ bi làm vật chèn. Những minh họa cho thấy các vấn đề gây ra bởi insert góc nhọn và co rút khuôn nhựa nhiệt dẻo, và thiết kế được đề nghị để khắc phục vấn đề nứt.



Hình 1.91: Thiết bị vỏ bọc nhựa nhiệt dẻo trên trung tâm insert kim loại



Hình 1.92: Bánh răng nhựa được bọc trên trục vuông insert kim loại



Hình 1.93: Vỏ nhựa nhiệt dẻo trong ổ bi

❖ Làm nóng sơ bộ insert kim loại

Những loại insert kích thước lớn cần làm nóng (nhiệt độ cao hơn nhiệt độ khuôn nếu có thể) trước khi đóng khuôn trong quá trình phun ép. Điều này sẽ cho phép giãn nở tối đa và cải thiện dòng chảy và làm chậm độ kết tinh của nhựa nhiệt dẻo. Với nguyên liệu nhựa nhiệt dẻo, làm nóng sơ bộ insert sẽ cải thiện cơ tính đường hàn nhựa.

❖ **Làm sạch ba via trên insert kim loại**

Hầu hết các khó khăn liên quan đến ba via có thể tránh được trong thiết kế của sản phẩm nhựa nhiệt dẻo và insert bằng cách làm kín đường cung cấp nhựa tốt để dòng chảy của nhựa không tràn vào các khe hở. Tuy nhiên, ngay cả với thiết kế tốt nhất sẽ có một ít nhựa tràn trên insert, đặc biệt là khi khuôn bị mòn hoặc dung sai gần insert không được đảm bảo. Một số phương pháp được khuyến nghị để giảm thiểu việc tràn nhựa, ví dụ, như bôi trơn phần insert trước khi tiến hành phun ép nhựa với sáp, xà phòng, mỡ hoặc dầu. Mạ hoặc tôi cứng insert làm giảm thiểu việc tạo ra ba via.

Để loại bỏ ba via, hãy cắt khu vực ba via bằng dụng cụ chuyên dùng hoặc đốt khu vực ba via bằng ngọn lửa nhỏ từ một đèn khò cầm tay nhiệt độ thấp. Đối với một số polymer, một dung dịch xút nhẹ sẽ làm lỏng vùng ba via để có thể dễ dàng loại bỏ. Tuy nhiên, phương pháp này đòi hỏi hết sức thận trọng vì vùng tiếp xúc quá rộng hoặc quá mạnh sẽ làm hại bề mặt của sản phẩm phun ép và làm lỏng các insert.

CHƯƠNG 2

THIẾT KẾ BÁNH RĂNG NHỰA

Mục tiêu chương 2: Trình bày về thiết kế bánh răng nhựa

Sau khi học xong chương này, người học có khả năng:

- 1) Phân loại bánh răng.
- 2) Yêu cầu và tiêu chuẩn ép phun bánh răng nhựa.
- 3) Tính toán thiết kế bánh răng nhựa.

Bánh răng dùng để truyền chuyển động và/hoặc biến đổi năng lượng từ trục này sang trục khác. Trường hợp bộ truyền bánh răng dùng để biến đổi năng lượng, ví dụ: hộp số và bộ truyền bánh răng vi sai trong ô tô, bánh răng trong các thiết bị gia dụng và máy khoan cầm tay. Trường hợp bộ truyền bánh răng dùng để truyền chuyển động, ví dụ: một số bánh răng, như bánh răng giữa kim giờ và kim phút đồng hồ, bánh răng trong một kết cấu quang trắc dùng để lấy nét trong một số loại máy ảnh. Phần lớn trường hợp vừa dùng để truyền chuyển động vừa dùng để biến đổi năng lượng, ví dụ: bánh răng điều khiển trong kính viễn vọng, bộ truyền động ra đĩa.

Các phương pháp chế tạo bánh răng:

- **Ép phun:** Nhựa nhiệt dẻo hoặc kim loại ép phun và các phương pháp đúc: bánh răng được tạo thành hoàn toàn trong khuôn có hình dạng của bánh răng, vật liệu được ép chặt bên trong lòng khuôn ở dạng chất tan hoặc chất lỏng.
- **Gia công cơ:** Chẳng hạn như phay, lăn răng, xọc, mà cắt răng bằng dao đã chuẩn bị trước để tạo thành bước răng mong muốn.
- **Quá trình hoàn thiện:** Như cà răng, mài răng và mài nghiền, cải thiện độ chính xác và hoàn thiện bề mặt răng đã chuẩn bị trước đó.
- **Các phương pháp gia công không phoi:** Phương pháp cán nguội, dùng cho bánh vít, một số loại bánh răng và then hoa; phương pháp cán nóng dùng cho các cặp bánh răng có kích thước lớn; các phương pháp tạo hình khác, trong đó bánh răng được tạo hình bằng cách ép và/hoặc lăn với các bánh răng chép hình; rèn đập trong đó kim loại bị ép vào khuôn có hình bánh răng do va chạm cực mạnh.

Lựa chọn một quy trình riêng biệt để sản xuất bánh răng, tác động bởi loại bánh răng muốn chế tạo. Bởi vì bản chất của bánh răng vốn phức tạp, nên phải cân nhắc chính xác các điều kiện cần, dung sai dựa trên hình dạng

răng, và các quy trình sản xuất có chuyên môn cao, dẫn đến giới hạn về cả chủng loại và kích cỡ bánh răng có thể sản xuất được trên một máy bất kì, hoặc trên một nguyên công.

Khi đánh giá quy trình dùng trong sản xuất bánh răng, cần hiểu rõ về hình học bánh răng được chế tạo. Việc xác định mức độ hư hại của bánh răng cần những hiểu biết cụ thể về hình học bánh răng để đánh giá chính xác các tác động gây tổn hại.

Nhiều kỹ sư thiết kế và chế tạo cảm thấy bánh răng mà thiết kế theo các tiêu chuẩn nghiêm ngặt, chế tạo được trên một bộ khuôn. Thực vậy, hình dạng răng thân khai là một trong những dạng hình học phổ biến nhất được biết đến trong thiết kế kỹ thuật bánh răng nhựa nhiệt dẻo. Với kiến thức hợp lý về đường thân khai, kỹ sư thiết kế sản phẩm có thể ứng dụng các thiết kế khuôn bánh răng tiêu chuẩn cho rất nhiều hình dạng răng khác nhau, giải quyết nhiều vấn đề đặc biệt mà không vấn đề nào trong đó có thể giải quyết bằng các biện pháp kỹ thuật thông thường.

Chương này sẽ xem xét cả sự phân loại và ứng dụng của bánh răng, công nghệ bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng tiêu chuẩn được phát triển cho các ứng dụng kim loại, các hình dáng răng của bánh răng theo “Plastic Gear Technology” (PGT) được phát triển dành cho bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun, quy trình ép phun và các vấn đề ép phun gây ra bởi thiết kế bánh răng, các phương pháp phân tích kỹ thuật giúp sáng tỏ việc tính toán các hình dạng răng đặc biệt thông qua vài ví dụ về tính toán độ bền, kích cỡ và dung sai bánh răng, cuối cùng trình bày một vài tài liệu thiết kế cần thiết để thiết kế/chế tạo khuôn và các tiêu chuẩn kiểm soát chất lượng sản xuất của bánh răng ép phun.

2.1 Phân loại bánh răng

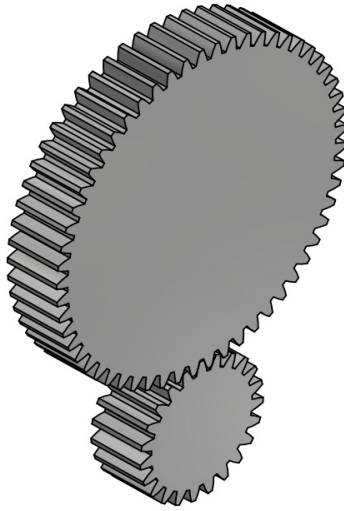
Để hiểu về bộ truyền động, cần phân loại các ứng dụng bánh răng theo các đặc tính quan trọng, như là mối quan hệ giữa các trục mà các bánh răng được cố định trên đó. Các trục có thể song song hoặc không song song. Nếu không song song, chúng có thể cắt hoặc không cắt.

2.1.1 Bánh răng truyền động giữa các trục song song

❖ Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Bánh răng trụ răng thẳng nhựa nhiệt dẻo ép phun là loại bánh răng phổ biến nhất; chúng có dạng hình trụ và răng hình thân khai song song với trục.

The American National Standard (ANSI B6.1-1968) cung cấp hai dạng bánh răng trụ răng thẳng thân khai. Hai dạng này giống hệt nhau, ngoại trừ một có góc áp lực là 25 và cái khác là 20, cả hai hình dạng răng có số răng tối thiểu cho phép là 18. Tiêu chuẩn về răng của bánh răng được thiết lập bằng cách xác định tỷ lệ răng trên thanh răng gốc.

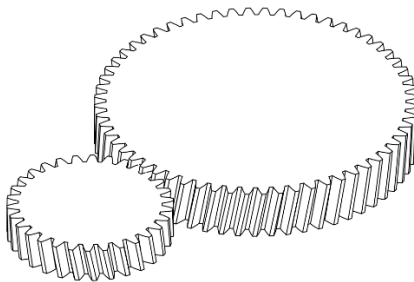


Hình 2.1: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

❖ **Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng**

Bánh răng trụ răng nghiêng có dạng hình trụ với răng hình thân khai. Các răng có thể nằm trên một hoặc hai dãy vòng quanh kết cấu bánh răng. Hướng răng của bánh răng trụ răng nghiêng trong pi-nhông và bánh răng phải ngược chiều nhau. Hình dạng răng là đường xoắn ốc quay quanh đường tâm của trục. Hình 2.2 trình bày một bộ bánh răng trụ răng nghiêng.

The American National Standard (ANSI B6.7-1967) cung cấp hình dạng răng 20° cho bánh răng trụ răng nghiêng có 20 bước răng kính. Tỷ lệ răng của răng bánh răng trụ răng nghiêng dựa trên đường kính vòng chia pháp tuyến và tương tự như với bánh răng bánh răng trụ răng thẳng.



Hình 2.2: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

❖ **Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng đơn**

Nếu các răng nằm trên một dãy, bánh răng được gọi là bánh răng trụ

răng nghiêng đơn. Hệ bánh răng trụ răng nghiêng đơn bằng nhựa nhiệt dẻo ép phun được sử dụng cho các ứng dụng yêu cầu tốc độ/mô men xoắn thấp. Hình 2.3 mô tả một bộ bánh răng trụ răng nghiêng đơn điển hình.



Hình 2.3: Bánh răng trụ răng nghiêng đơn

❖ **Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng kép**

Nếu các răng nằm trên hai dây, ngăn cách nhau bởi một vùng không răng hẹp thì bánh răng đó được gọi là bánh răng trụ răng nghiêng kép. Hướng răng của bánh răng trên hai dây đối diện nhau. Do độ bền hạn chế của vật liệu nhựa, không khuyến khích dùng loại bánh răng này, vì bánh răng trụ răng nghiêng kép thường được sử dụng trong các ứng dụng truyền mô men xoắn lớn như Hình 2.4.



Hình 2.4: Bánh răng trụ răng nghiêng kép

❖ **Bộ truyền bánh răng trụ răng chữ V**

Bánh răng trụ răng chữ V có dạng hình trụ với hai hàng răng xoắn đối xứng nối với nhau ở giữa, tạo thành hình chữ V.

Do giới hạn bền của vật liệu nhựa, không nên dùng vật liệu nhựa cho loại bánh răng trụ răng chữ V, phần lớn các bánh răng trụ răng chữ V được sử dụng trong các ứng dụng có mô men xoắn lớn, ví dụ: bộ bánh răng truyền động dùng trong hàng hải, các bộ truyền tuabin hơi nước và động cơ điện

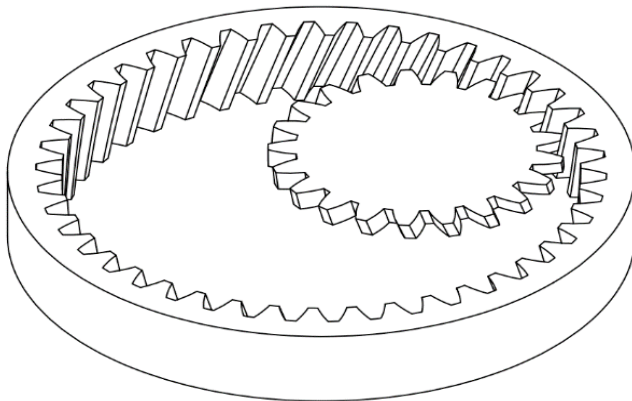


Hình 2.5: Bộ truyền bánh răng trụ răng chữ V

❖ **Bộ truyền bánh răng trụ ăn khớp trong**

Bánh khía răng trong có dạng hình trụ với hình dạng răng thân khai răng thẳng hoặc nghiêng. Theo định nghĩa, một bánh khía răng trong nghiêng có răng nghiêng trái là một bánh khía răng trong ăn khớp với một pi-nông đối tiếp có răng nghiêng trái.

Để tránh cắt chân răng, đường kính của bánh khía răng trong được tăng lên và vòng đỉnh của pi-nông cũng được thiết kế lớn hơn. Bộ truyền bánh răng trụ ăn khớp trong nhựa nhiệt dẻo ép phun thường được sử dụng trong nhiều ứng dụng, ví dụ: trong hệ thống truyền động bánh răng hành tinh và nhiều loại khác.



Hình 2.6: Bộ truyền bánh răng trụ ăn khớp trong

2.1.2 Bánh răng truyền động giữa các trục giao nhau

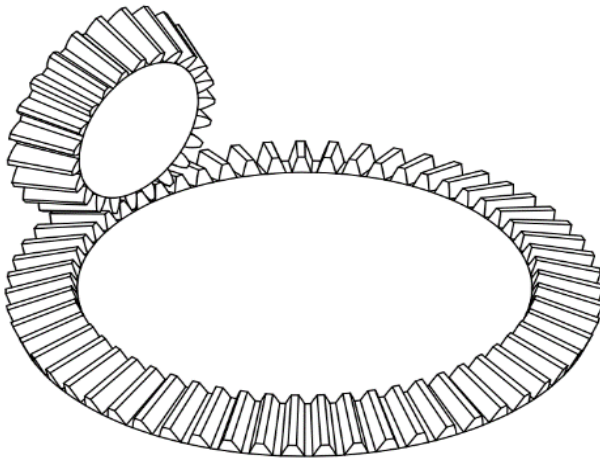
❖ Bộ truyền bánh răng côn

Côn trong hình dạng, biên dạng của răng là các hình dạng đặc biệt được tạo thành dựa trên các yêu cầu về ứng dụng, tính kinh tế và nhiều yếu tố khác. Các hình dạng của biên dạng răng được xác định như dưới đây:

❖ Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

Bánh răng côn răng thẳng có các răng thẳng, nếu các răng được kéo dài, sẽ đi qua điểm giao nhau với đường tâm trục. Các bánh răng/pi-nông côn răng thẳng nhựa nhiệt dẻo ép phun thường được dùng trong các ứng dụng truyền mô men xoắn/vận tốc thấp.

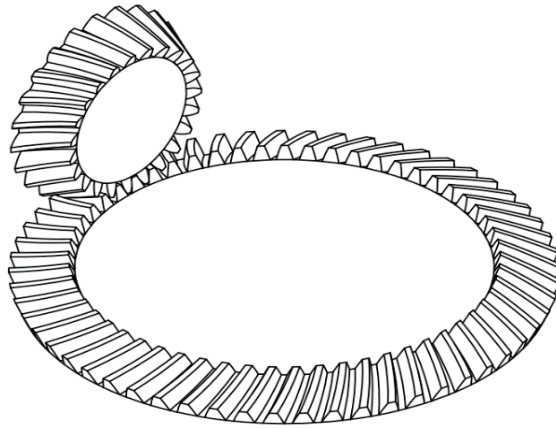
Các hình dạng răng côn răng thẳng, như trình bày trong Hình 2.7, là hình dạng răng thường được dùng nhiều nhất trong các ứng dụng giảm tỷ số truyền, ngoài ra hai mặt bề răng được làm côn vì vậy chúng sẽ giao với hệ trục tại một điểm duy nhất được gọi là đỉnh bước côn nếu cả pi-nông côn cũng được kéo dài thêm vào phía trong.



Hình 2.7: Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

❖ Bộ truyền bánh răng côn răng cong (xoắn) (Spiral Bevel Gears)

Bánh răng côn răng cong có răng cong xiên mà sự ăn khớp của răng dần bắt đầu và tiếp diễn mượt mà từ đầu đến cuối. Chúng ăn khớp với một tiếp xúc lăn tương tự bánh răng côn răng thẳng. Bánh răng côn răng cong chạy mượt mà hơn, êm hơn và giảm rung lắc ở tốc độ cao. Các bánh răng/pi-nông côn răng cong nhựa nhiệt dẻo ép phun bị hạn chế sử dụng trong các ứng dụng truyền mô men xoắn/tốc độ thấp, vì độ phức tạp của khuôn. Hình 2.8 trình bày loại bánh răng này.



Hình 2.8: Bộ truyền bánh răng côn răng cong (Spiral Bevel Gears)

❖ **Bộ truyền bánh răng côn răng cong (Zerol Bevel Gears)**

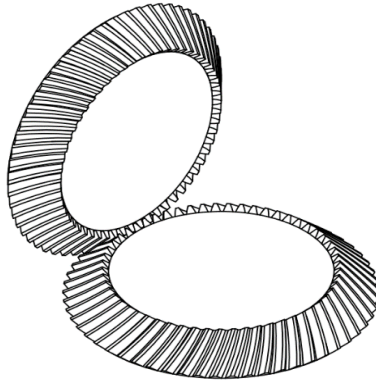
Bánh răng côn Zerol nhiệt dẻo ép phun có số lượng các ứng dụng rất hạn chế, vì chúng thường không được sử dụng. Hình 2.9 trình bày một bộ bánh răng côn Zerol điển hình.



Hình 2.9: Bộ truyền bánh răng côn răng cong (Zerol Bevel Gears)

❖ **Skew Bevel Gears**

Skew Bevel Gears có hình dạng răng thẳng hoặc xiên, như trong Hình 2.10. Không được dùng vật liệu nhựa cho hệ bánh răng này.



Hình 2.10: Skew Bevel Gears

❖ **Bộ truyền bánh răng Miter**

Bánh răng Mitre tương tự như bánh răng côn, có số răng bằng nhau với các trục vuông góc. Các dạng răng của bánh răng thường dùng là:

- Coniflex, răng thẳng, đều.
- Formate, trong đó mỗi bánh răng của cặp bánh răng có răng không được tạo thành với biên dạng thẳng và pi-nhông có răng tạo thành ăn khớp với bánh răng.
- Revacycle, trong đó có răng thẳng được tạo ra bởi một quá trình đặc biệt với một hình dạng răng đặc biệt.

❖ **Bộ truyền bánh răng mặt đầu**

Bánh răng mặt đầu bao gồm một bánh răng trụ răng thẳng hoặc bánh răng trụ răng nghiêng kết hợp với một bánh răng tiếp hợp dạng đĩa; các trục vuông góc với nhau, giao nhau hoặc không giao nhau. Bánh răng mặt đầu nhựa nhiệt dẻo ép phun ít khi dùng trong các ứng dụng truyền mô men xoắn/tốc độ thấp. Hình 2.11 trình một bộ bánh răng mặt đầu điển hình.



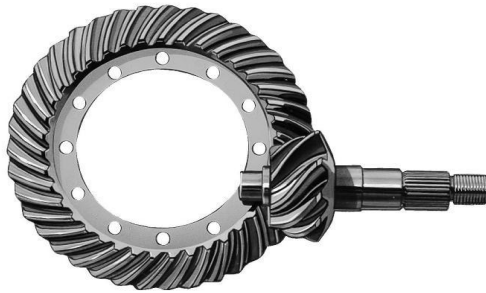
Hình 2.11: Bộ truyền bánh răng mặt đầu

2.1.3 Bánh răng truyền động giữa các trục chéo nhau

❖ Bộ truyền bánh răng hypoit

Bánh răng hypoit tương tự như bánh răng côn, nhưng vận hành trên các trục không giao nhau, có hình dạng răng cong và xiên. Bề mặt răng của bánh răng lẩn pi-nhông được cắt hoặc tạo thành bởi dao/khuôn giống hoặc tương tự nhau.

Bánh răng hypoit giống bánh răng côn răng cong, ngoại trừ trục của pi-nhông bị lệch với trục của bánh răng. Nếu có đủ độ lệch, các trục có thể chéo lên nhau, cho phép dùng một tổ hợp gồm nhiều bánh răng cách nhau lắp trên cùng một trục của bánh răng hoặc pi-nhông. Ưu điểm của thiết kế này là có thể tăng đường kính pi-nhông giúp nó chắc chắn hơn so với pi-nhông côn răng cong. Do độ bền hạn chế của vật liệu nhựa và độ phức tạp của khuôn, không khuyến khích sử dụng loại bánh răng này. Bánh răng trụ xoắn, Hình 2.12, được dùng trong các ứng dụng giảm tốc và truyền mô men xoắn cao.

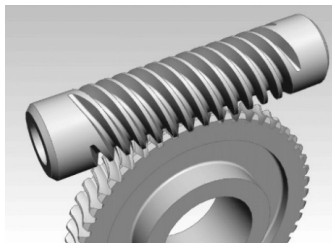


Hình 2.12: Bộ truyền bánh răng hypoit

❖ Bộ truyền trục vít

Hệ bánh vít và trục vít bao gồm một bánh vít và trục vít với các trục vuông góc với nhau.

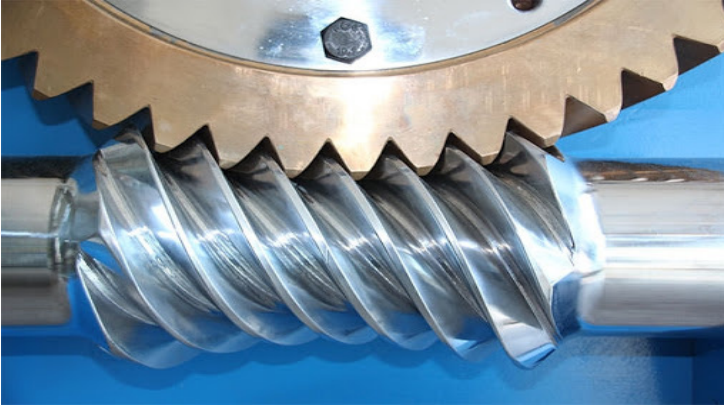
Trục vít trụ có hình dạng răng giống như đường ren bu-lông. Hình dạng răng thường được dùng là dạng thân khai xoắn. Các trục vít trụ có một hoặc nhiều đường ren xoắn ốc hình thân khai giống như phần ren bu-lông trên một hình trụ, như trình bày trong Hình 2.13.



Hình 2.13: Bộ truyền trục vít trụ

❖ Bộ truyền trục vít xoắn

Như trình bày trong Hình 2.14, trục vít xoắn có một hoặc nhiều đường ren với đường kính tăng dần từ phần giữa về cả hai đầu ren, phù hợp với độ cong của pi-nông trục vít. Bộ truyền trục vít xoắn còn được gọi là bộ truyền trục vít mặt bao.



Hình 2.14: Bộ truyền trục vít xoắn

❖ Bộ truyền trục vít mặt bao đơn



Hình 2.15: Bộ truyền trục vít mặt bao đơn

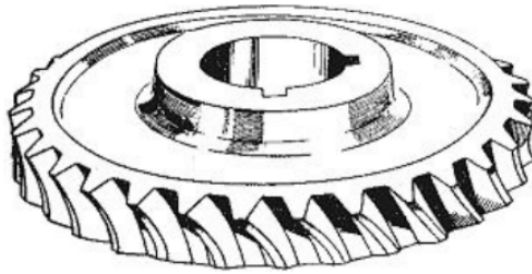
Một trục vít mặt bao đơn là một sự đối tiếp với bánh vít. Một trục vít liên hợp hoàn toàn với bánh vít có tiếp xúc mặt hình xoắn ốc thân khai; loại tương tác bánh răng này được gọi là bao đơn. Loại bộ truyền bánh vít này được ép phun từ vật liệu nhựa nhiệt dẻo cho các ứng dụng hộp giảm tốc ô tô và động cơ điện hộp giảm tốc.

Tỷ số truyền giảm tốc giữa trục vít và bánh vít có thể nằm trong khoảng từ 1,5 đến 100. Bộ truyền trục vít có tỷ số truyền lớn không hiệu quả khi

dùng để biến đổi năng lượng do ảnh hưởng của góc nghiêng thấp. Bộ truyền trục vít mặt bao đơn không hiệu quả khi dùng cho mục đích chính là để biến đổi năng lượng một cách hiệu quả. Hình 2.15 trình bày một bộ trục vít mặt bao đơn điển hình.

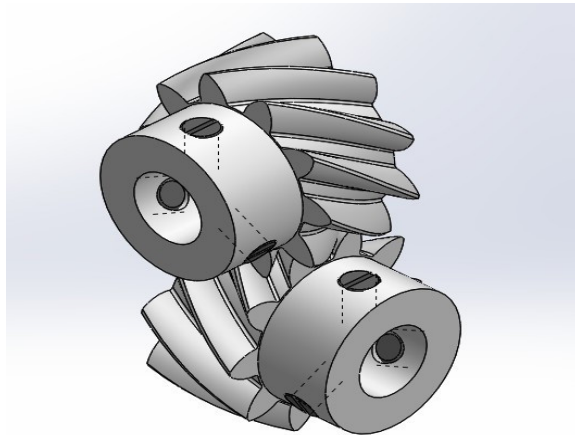
❖ Bộ truyền trục vít mặt bao kép

Một hệ trục vít mặt bao kép bao gồm một trục vít lõm đối tiếp với một bánh vít lõm liên hợp hoàn toàn. Sự tiếp xúc giữa bánh vít và trục vít về mặt lý thuyết là sự tiếp xúc đường thẳng; tuy nhiên do độ lệch răng khi chịu tải, sự tiếp xúc đường thẳng gia tăng thành một vùng tiếp xúc hẹp. Vùng mang tải lớn và nhiều răng tiếp xúc cùng lúc sẽ tăng khả năng chịu tải, cho phép dùng bộ truyền trục vít kích cỡ nhỏ hơn. Do độ bền hạn chế của vật liệu nhựa và độ phức tạp của khuôn, không nên sử dụng cho các loại bánh răng này. Bộ truyền trục vít mặt bao kép được dùng trong các ứng dụng giảm tỷ số truyền lớn và các ứng dụng truyền mô men xoắn cao. Hình 2.16 trình bày một trục vít mặt bao kép điển hình.



Hình 2.16: Bánh vít mặt bao kép

❖ Bộ truyền bánh răng trụ xoắn



Hình 2.17: Bộ truyền bánh răng trụ xoắn

Các bánh răng trụ xoắn hoạt động trên các trục chéo nhau và các răng có hướng cùng chiều hoặc ngược chiều nhau. Hình 2.17 trình bày một bộ bánh răng trụ xoắn. Các bánh răng trụ xoắn nhiệt dẻo ép phun hiếm khi gặp duy chỉ dùng trong các ứng dụng truyền tốc độ (mô men xoắn thấp).

❖ Bộ truyền bánh răng spiroid

Bánh răng Spiroid, như trình bày trong hình 2.18, có hệ trục vuông góc với nhau. Pi-nông có dạng côn và bánh răng đối tiếp là loại bánh răng mặt đầu. Có hình dạng răng cong và xiên

Các bánh răng Spiroid giống bánh răng côn spiroid, ngoại trừ trục pi-nông được đặt lệch với trục của bánh răng mặt đầu. Lợi thế của bộ truyền bánh răng Spiroid là có độ giảm tỷ số truyền cao, tốc độ khi vận hành nhanh và hiệu suất truyền động cao. Bởi vì độ bền của vật liệu nhựa có giới hạn và sự phức tạp của bộ khuôn, nên không khuyến nghị sử dụng các ứng dụng bánh răng Spiroid.



Hình 2.18: Bánh răng Spiroid

2.1.4 Bánh răng cho truyền động thẳng

❖ Thanh răng răng thẳng

Thanh răng răng thẳng là một thanh thẳng với một miền tiết diện hình chữ nhật qua răng ta được một hình dạng răng thẳng, nằm dọc theo một đường thẳng và vuông góc với mặt trên của thanh.

❖ Pi-nhông trụ răng thẳng

Pi-nhông trụ răng thẳng có dạng hình trụ với răng thẳng thân khai vuông góc với hướng chuyển động. Các loại bánh răng này, như trình bày trong hình 2.19, có một miếng chèn kim loại đặt ngay tâm để lắp với trục. Miếng chèn được bọc xung quanh với vật liệu nhiệt dẻo dùng một quy trình ép phun.



Hình 2.19: Bộ truyền thanh răng

❖ Thanh răng, bánh răng trụ răng nghiêng

Thanh răng răng nghiêng là một thanh thẳng có một miền tiết diện chữ nhật qua răng ta được một hình dạng răng cong mà xiên theo hướng chuyển động và vuông góc với mặt trên của thanh.

2.2 Bộ truyền bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun tiêu chuẩn

Nhựa nhiệt dẻo là vật liệu rất tốt cho các bộ truyền bánh răng có vận tốc thấp, tải trọng nhẹ, đảm bảo các yêu cầu về kinh tế, hiệu suất, hiệu quả trong sản xuất và khối lượng nhẹ. Kỹ thuật nhựa nhiệt dẻo cũng rất phù hợp cho bộ truyền bánh răng, bởi vì kết hợp được các tính chất về nhiệt, về cơ, về điện, về kháng môi trường và chống cháy. Tải trọng được truyền trong quá trình chuyển động bằng một cặp răng đối tiếp đang ăn khớp với nhau. Chuyển động ăn khớp có xu hướng làm cong răng của bánh răng và gây ra một chuyển động trượt nhất định. Đặc tính ma sát và bôi trơn của vật liệu làm răng cũng rất quan trọng. Tất cả loại bánh răng (trụ thẳng, trụ

ngiêng, côn, xoắn, trụ ăn khớp trong,...) đều trải qua sự kết hợp của các lực lăn và trượt. Nhìn chung, khả năng chống mài mòn là rất quan trọng đối với hình dạng răng và độ ổn định kích thước là rất quan trọng đối với hiệu suất tổng thể bánh răng.

Giới hạn tính năng của bộ truyền bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun được xác định bởi các tham số dưới đây:

- Nhiệt độ môi trường tạo ra do ma sát giữa các răng.
- Ứng suất uốn tác động lên chân răng.
- Độ bền mỏi hoặc độ bền chống va đập.
- Độ chịu mòn.
- Độ bền hóa học.

Về điều kiện vận hành, vật liệu nhựa nhiệt dẻo có thể được xem là thích hợp cho bánh răng không. Nếu thích hợp thì vật liệu nhiệt dẻo kỹ thuật sẽ đáp ứng các điều kiện cần đã được thiết lập không, và kỹ sư thiết kế sản phẩm phải hiểu rõ việc sử dụng nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật sẽ đem lại một số lợi thế và sự thuận tiện trong thiết kế mà không thể đạt được khi sử dụng vật liệu kim loại, như là:

- Không yêu cầu gia công sau ép phun hoặc loại bỏ ba via.
- Khả năng kết hợp bánh răng với các chi tiết khác, như là lò xo, ổ lăn, bánh cóc, cam và các bánh răng khác.
- Độ bền chống ăn mòn.
- Khả năng cách điện.
- Chạy khô tốt hơn vật liệu kim loại.
- Không gây ồn.

Bộ truyền bánh răng nhựa nhiệt dẻo được ép phun bằng việc dùng các hợp chất nhựa đặc biệt được phát triển cho các ứng dụng bánh răng. Mặc dù sự ra đời của nhiều vật liệu mới, phần lớn các ứng dụng vẫn yêu cầu bánh răng làm từ homopolymer acetal và nylon 6/6. Sự ra đời gần đây của những vật liệu mới, chẳng hạn như homopolymer acetal được gia cường bằng sợi Kevlar®, nylon 6/6, PET và nhựa co-polyester, đem lại những bộ truyền bánh răng có hiệu suất cao. Trong trường hợp đặc biệt, nhựa PC, PS, PU và nhựa đàn hồi nhiệt dẻo có thể sử dụng cho bánh răng ép phun.

Các vật liệu nhựa nhiệt dẻo tổng hợp được điều chỉnh để cải thiện các tính chất cơ học. Các chất gia cường được sử dụng trong vật liệu nhựa nhiệt dẻo là sợi thủy tinh và sợi Kevlar®. Các chất phụ gia được kết hợp với plastic matrix để giảm hệ số ma sát và để cải thiện tính chất chống mài mòn là kẽm và nhôm stearate, polytetrafluoroethylene (TFE) Teflon®

powders, silicones, graphite và molybdenum disulfide. Gia cường bằng sợi làm tăng độ bền kéo, mô đun đàn hồi; và cải thiện độ ổn định kích thước bánh răng và nhiệt độ sử dụng cuối cùng của bánh răng ép phun. Dạng bột không cải thiện các đặc tính độ bền cơ học; chúng làm giảm các đặc tính co ngót trong khuôn, cải thiện khả năng kiểm soát kích thước của bánh răng ép phun

Sợi thủy tinh và Kevlar® gia cường với các hóa chất liên kết làm tăng mức độ cơ tính, giảm đặc tính hút ẩm và giảm hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính xuống một phần ba giá trị matrix polymer ban đầu.

Nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật có chứa cả chất gia cường bằng sợi và phụ gia có hệ số ma sát thấp rất quan trọng cho các ứng dụng bánh răng.

Các loại nhựa tổng hợp đặc biệt sau đây được phát triển cho các ứng dụng bánh răng: homopolymer acetal có độ nhớt cao, acetal gia cường Kevlar®, acetal được bôi trơn hóa học, acetal bằng sợi TFE Teflon®, nylon 6/6 không được bôi trơn bên trong, Nylon gia cường Kevlar®, PET gia cường Kevlar®, copolyester elastomer không gia cường, copolyester elastomer gia cường Kevlar®, polycarbonate được bôi trơn không gia cường, polycarbonate được gia cường bằng sợi thủy tinh, polysulfone được bôi trơn và polyurethane.

2.2.1 Lựa chọn nhựa nhiệt dẻo cho bánh răng

Như với bất kỳ loại vật liệu nào khác, lựa chọn vật liệu nhiệt dẻo ép phun chịu ảnh hưởng bởi kích cỡ và loại tải trọng tác dụng, tốc độ, yêu cầu về tuổi thọ, môi trường mà bánh răng sẽ vận hành, chất bôi trơn, và yêu cầu về độ chính xác.

Công suất trong phương trình 2.1, 2.2 và 2.3 được dùng để phân tích bánh răng kết hợp với bảng 2.1 đến 2.3 sẽ giúp xác định loại nhựa nào là vật liệu tốt cho bánh răng thỏa các yêu cầu về độ bền cơ học. Các phương trình này không xét đến nhiệt độ sử dụng, độ bền va đập, hệ số ma sát làm giảm tiêu tán nhiệt, hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính, sức chống mài mòn, độ ổn định kích thước, hoặc điều kiện ép phun. Các phương trình là những phương trình tối giản của phương trình Lewis và giả định dùng các hình dạng răng tiêu chuẩn được sử dụng trong bánh răng kim loại. Các kết quả được giữ nguyên, nhưng vẫn đủ độ chính xác giúp đưa ra quyết định mà đảm bảo không cần một nghiên cứu sâu hơn. Phân tích thiết kế sẽ yêu cầu chế tạo mẫu thử bánh răng đem đi thử nghiệm với các thông số kỹ thuật và các điều kiện cần (tải, vận tốc, độ bền mỏi, nhiệt độ, điều kiện môi trường) tương tự như của bánh răng đang được thiết kế cho ứng dụng cụ thể đang được xem xét.

Ứng suất an toàn được tính bằng cách chia ứng suất kéo cho hệ số an toàn, giả định bôi trơn ban đầu.

Các giá trị được đưa ra cho độ bền kéo của chất dẻo gia cường bằng sợi thủy tinh nên được dùng tùy ý. Các giá trị cho vật liệu gia cường bằng sợi thủy tinh vượt trội hơn so với giá trị cho vật liệu đó mà không gia cường. Đối với các ứng dụng, yêu cầu độ bền cao hơn, sợi thủy tinh giảm sức chống mòn ma sát, kiểm soát kích thước kém (co rút dị hướng); các răng trở nên cứng và không uốn cong tốt được như khi không gia cường.

Bảng 2.1: Các hệ số làm việc của bánh răng (S_p)

Loại tải	Gián đoạn 1/2 giờ/ngày	Gián đoạn 3 giờ/ngày	8 đến 10 giờ/ngày	24 giờ/ngày
Sốc nặng	1,25	1,50	1,75	2,00
Sốc trung bình	1,00	1,25	1,50	1,75
Sốc nhẹ	0,80	1,00	1,25	1,50

Bảng 2.2: Tính chất vật lý của nhựa nhiệt dẻo

Nhựa nhiệt dẻo	Sức căng (10^3 psi)	Mô đun uốn (10^5 psi)	Tác động của Izod (ft-lb / in)	Nhiệt độ UL tối đa ($^{\circ}$ F)	Coef. nhiệt tuyến tính mở rộng, (10^{-5} in./lin. $^{\circ}$ F)	Độ cứng Rockwell	Hệ số ma sát tĩnh	Tỷ lệ hao mòn (10^{-5} in./hr.)
Acetal độ nhót cao	10	3,8	2,3	200	6,8	M94 R120	0,20	-
Kevlar® gia cường acetal	14,3	6,5	5,0	200	6,8	M94 R120	0,62	3,9
Hóa acetal bôi trơn	9,5	4,1	1,4	200	6,8	M94 R120	0,1	-

Acetal với sợi TFE	6,9	4,2	0,7	200	6,8	M94 R120	0,08	-
Bôi trơn nylon 6/6	10,2	1,8	1,2	250	5,0	M59 R108	0,44	22,9
Nylon 6/6 với MOS ₂	10,5	4,08	0,9	250	5,0	M57 R108	0,18	-
Kevlar® gia cường nylon	17,3	8,02	1,2	-	-	-	0,39	6,0
Nylon 6/6 gia cường thủy tinh	18	9,0	2,5	310	1,3	M101	-	-
PET gia cường Kevlar®	14,8	8,33	1,6	356	-	-	0,26	0,50
Chất đàn hồi Copolyester	4,7	0,01	-	275	-	-	0,77	420
Kevlar® copolyester TPE	4,7	0,05	-	275	-	-	0,68	1,1
Polycarbonate bôi trơn	8,7	3,15	15,0	250	3,7	M74 R120	-	-
PC gia cường thủy tinh	19,0	11,0	2,0	-	1,2	M92 R120	-	-
Polysulfone	10,2	3,9	1,3	298	3,0	M69 R120	-	-
Polyurethane	3,9	0,01	-	240	-	-	1,05	380

Bảng 2.3: Hệ số dạng răng Lewis (Y)

Số răng	14,5° xoắn ốc hoặc chu kỳ	20° chiều sâu xoắn ốc đầy đủ	20° răng tam giác xoắn ốc	20° bên trong đầy đủ	
				Bánh răng công tác	Bánh khía răng xoắn
12	0,210	0,245	0,311	0,327	-
13	0,220	0,261	0,324	0,327	-
14	0,226	0,276	0,339	0,330	-
15	0,236	0,289	0,348	0,330	-
16	0,242	0,295	0,361	0,333	-
17	0,251	0,302	0,367	0,342	-
18	0,261	0,308	0,377	0,349	-
19	0,273	0,314	0,386	0,358	-
20	0,283	0,320	0,393	0,364	-
21	0,289	0,327	0,399	0,371	-
22	0,292	0,330	0,405	0,374	-
24	0,298	0,336	0,415	0,383	-
26	0,307	0,346	0,424	0,393	-
28	0,314	0,352	0,430	0,399	0,691
30	0,320	0,358	0,437	0,405	0,679
34	0,327	0,371	0,446	0,415	0,660
38	0,336	0,383	0,456	0,424	0,644
43	0,346	0,396	0,462	0,430	0,628
50	0,352	0,408	0,474	0,437	0,613
60	0,358	0,421	0,484	0,446	0,597
75	0,364	0,434	0,496	0,452	0,581
100	0,371	0,446	0,506	0,462	0,565
150	0,377	0,459	0,518	0,468	0,550
300	0,383	0,471	0,534	0,478	0,534
Rack	0,390	0,484	0,550	-	-

2.2.2 Phương trình công suất cho bánh răng

Bánh răng trụ răng thẳng HP (bên ngoài và bên trong)

$$HP = \frac{\sigma_S \times F \times Y \times V}{55(600+V)P \times S_F} \quad (2.1)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng HP (bên ngoài và bên trong)

$$HP = \frac{\sigma_S \times F \times Y \times V}{423(78+V^{0,5})P_N \times S_F} \quad (2.2)$$

Bánh răng côn thẳng HP

$$HP = \frac{(\sigma_S \times F \times Y \times V)(C-F)}{55(600+V)P \times C \times S_F} \quad (2.3)$$

Với:

σ_S = ứng suất an toàn của bánh răng. $\sigma_S = \sigma /$ Hệ số an toàn (psi)

σ = Ứng suất kéo của vật liệu (psi)

F = Bề rộng mặt mút (in)

Y = hệ số dạng răng Lewis (Bảng 2.3)

V = Vận tốc tại đường kính vòng chia (fpm)

P = bước răng kính

P_N = bước răng kính pháp tuyến

S_F = hệ số tính toán

C = khoảng cách tâm ăn khớp khít giữa các bánh răng (in).

❖ Ví dụ 2.1:

Xác định vật liệu nhiệt dẻo cho bánh răng trụ răng thẳng có tỷ số truyền là 0,125, công suất (HP) với 320 vòng/phút (RPM). Bánh răng chạy dưới một tải ổn định trong 8 giờ mỗi ngày.

Số liệu cơ bản cho một bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn:

Số răng (N)	70
Bước răng kính (P)	32
Góc áp suất (φ)	20°
Đường kính (D)	2,1875
Bề rộng mặt mút (F)	0,375 in
Tải truyền (HP)	0,125 HP
Vòng quay bánh răng (RPM)	320 vòng/phút
Vận tốc răng (V)	fpm
Hệ số tính toán (S_F)	1,0 (Bảng 2.1)
Hệ số hình dạng răng Lewis (Y)	0,430 (Bảng 2.3)
Ứng suất kéo (σ)	psi
Ứng suất an toàn bánh răng (σ_S)	psi

Giải pháp

Tính vận tốc răng bánh răng (V):

$$V = \frac{(RPM) \times \pi \times D_p}{12} = \frac{320 \times 3,14162 \times 1875}{12} = 183,26 \text{ fpm}$$

Công suất bánh răng thẳng (Công thức 2.1):

$$HP = \frac{\sigma_s \times F \times Y \times V}{55(600 + V)P \times S_F}$$

Ứng suất kéo của bánh răng thẳng:

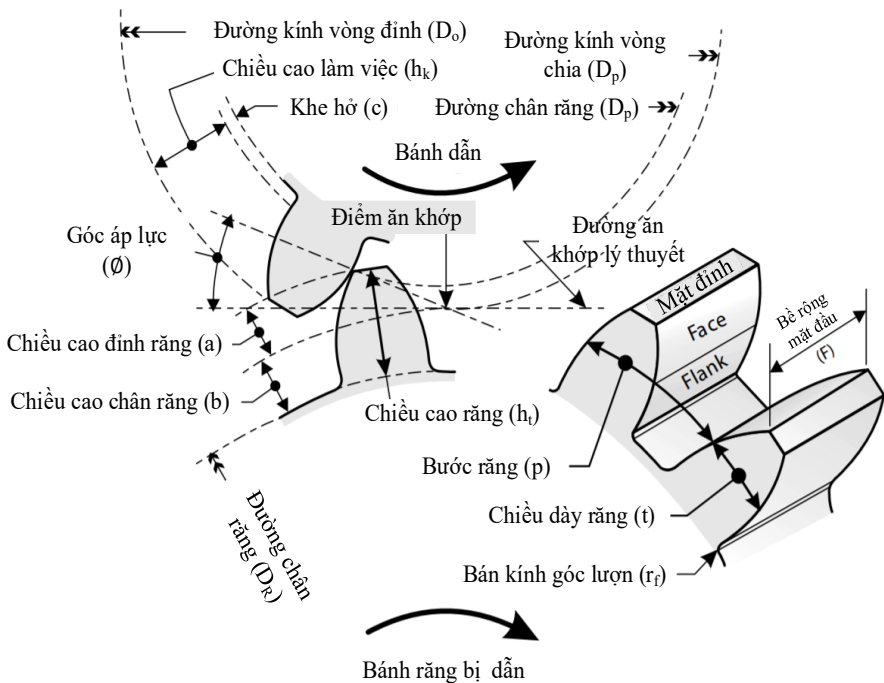
$$\sigma = \frac{55(600+V)P \times S_F \times (HP)}{F \times Y \times V} = \frac{55(600+182,26)32 \times 1 \times 0,125}{0,375 \times 0,43 \times 183,26} = 5831,37 \text{ psi}$$

Ứng suất làm việc an toàn:

$$\sigma_s = 5831,37 \times 21162,75 \text{ psi}$$

Một số vật liệu nhiệt dẻo gia cường bằng sợi có thể được dùng để ép bánh răng dựa trên Bảng 2.2. Tuy nhiên, các tính chất vật lý khác và các tính chất hóa học của các loại nhựa nhiệt dẻo này phải được nghiên cứu tùy thuộc vào môi trường mà bánh răng trụ răng thẳng hoạt động, ví dụ: vật liệu nhiệt dẻo cần chống lại chất bôi trơn (dầu, mỡ, v.v.), UV và ô nhiễm do thời tiết, cần phải ổn định về kích thước ở vận tốc cao, có đặc tính chống mài mòn tuyệt vời và hệ số ma sát thấp liên quan đến vật liệu chế tạo được sử dụng cho các bánh răng ăn khớp.

2.2.3 Thuật ngữ và định nghĩa bánh răng thẳng



Hình 2.20: Thuật ngữ bánh răng thẳng tiêu chuẩn

- **Chiều cao đỉnh răng (a):** là chiều cao răng tính từ vòng chia tính ra; là khoảng cách hướng tâm từ vòng đỉnh đến vòng chia, về kích thước bằng nghịch đảo của bước răng kính.
 - **Vòng đỉnh:** Vòng tròn bên ngoài cùng của bánh răng.
 - **AGMA number:** Một số chỉ chất lượng tương đối của bánh răng do Hiệp hội các nhà sản xuất bánh răng Hoa Kỳ quy định, một số càng cao trình bày chất lượng càng cao.
 - **Góc ăn khớp thực:** Góc tạo bởi khi một răng di chuyển từ thời điểm nó lần đầu chạm răng đối tiếp nó trên đường ăn khớp đến khi ngừng tiếp xúc. Góc tác dụng được chia thành góc vào khớp và góc ra khớp.
 - **Khe hở cạnh răng:** Là lượng mà khoảng trống giữa hai răng vượt quá chiều dày răng đang ăn khớp, cung cấp một khoảng bù cho dẫn nở nhiệt; hiệu số giữa chiều dày răng và chiều dày rãnh răng đo được trên vòng chia.
 - **Đường kính vòng cơ sở (D_b):** đường kính của vòng tròn cơ sở.
 - **Base pitch:** Bước thông thường của một bánh răng thân khai; khoảng cách giữa hai biên dạng thân khai song song nối tiếp nhau mà tạo thành biên dạng hai răng kế cận nhau, bằng chu vi của vòng tròn cơ sở chia cho số răng của bánh răng.
 - **Khoảng cách tâm (C):** Là khoảng cách giữa hai tâm của cặp bánh răng ăn khớp.
 - **Bước răng (p):** Độ dài cung của vòng chia tương ứng với một quãng răng, bằng chu vi của vòng chia chia cho số răng của bánh răng.
 - **Chiều dày răng (t):** độ dày của răng đo được theo chiều dài vòng chia; Cho một răng không sửa đổi, có giá trị bằng nửa bước răng.
 - **Khoảng hở hướng tâm (c):** Một khoảng nhỏ được tạo ra mà nhờ đó đỉnh của răng đang vào khớp sẽ không chạm vào mặt đáy của bánh răng còn lại khi đi qua đường nối tâm.
 - **Chiều cao chân răng (b):** Khoảng chiều cao răng bên dưới vòng chia, khoảng cách hướng tâm từ vòng chia đến vòng chân răng, tương đương với đỉnh răng thêm khe hở cạnh răng.
 - **Bước răng kính (P):** Tỷ lệ số răng trên đường kính vòng chia của bánh răng, đặt diện cho số răng trên inch của đường kính vòng chia
- $$P = \frac{N_G + N_P}{\pi \times C} \quad (2.4)$$
- **Độ rộng mặt mút (F):** Bề mặt răng trải dài từ vòng chia đến vòng đỉnh răng.
 - **Góc lượn chân răng (r_f):** Bán kính cong của góc nơi giao giữa răng

với vòng chân răng. Góc này được bo tròn nhằm giảm sự hình thành ứng suất tập trung.

- **Sườn răng:** Bề mặt răng của bánh răng giữa đường kính vòng đáy (D_R) và đường kính vòng chia (D_p).
- **Tỷ số truyền:** là tỷ số giữa số răng bánh răng với số răng pi-nhông.
- **Cắt chân răng:** một thuật ngữ liên quan đến trạng thái cho phép sự ăn khớp giữa các răng đối tiếp tránh xa đường ăn khớp lý thuyết giúp truyền chuyển động đều.
- **Đường thân khai:** Một hệ ăn khớp; biên dạng cơ bản của một răng bánh răng; một đường cong được tạo thành trên một đường tròn, pháp tuyến của chúng là tiếp tuyến của đường tròn.
- **Đường ăn khớp lý thuyết:** Đường dọc theo đó sự ăn khớp chính xác giữa các răng đối tiếp được tạo ra, dẫn đến việc truyền chuyển động đều từ bánh răng này sang bánh răng khác.
- **Số răng bánh răng (N_G):** tổng số răng của bánh răng.
- **Số răng pi-nhông (N_p):** tổng số răng của pi-nhông.
- **Đường kính vòng đỉnh (D_o):** Đường kính phía ngoài cùng của răng.
- **Vòng chia:** Một vòng tròn mà trọng tâm một cái đĩa nhẵn sẽ truyền chuyển động tương đối mong muốn bằng ma sát.
- **Đường kính vòng chia (D_p):** Đường kính của vòng chia của cặp răng ăn khớp.
- **Góc áp lực (θ):** là góc tạo giữa đường ăn khớp lý thuyết và đường thẳng vuông góc với đường nối tâm của cặp bánh răng đối tiếp. Các góc áp lực phổ biến là 14,5, 20 và 25, trong đó 20 là phổ biến nhất được dùng.
- **Vòng đáy:** là vòng tròn trong cùng của răng bánh răng.
- **Đường kính vòng đáy (D_R):** Đường kính của vòng đáy.
- **Chiều cao răng (h):** toàn bộ chiều cao răng của bánh răng, khoảng cách hướng tâm đo được giữa vòng đỉnh và vòng đáy.
- **Chiều cao làm việc (h_k):** chiều cao răng của bánh răng, bằng chiều cao răng trừ đi khoảng hở.

❖ **Ứng suất bánh răng trụ răng thẳng**

Đối với thiết kế bánh răng trụ răng thẳng bằng vật liệu nhựa nhiệt dẻo ép phun theo tiêu chuẩn, cũng như bất kỳ vật liệu nào khác, nên tính toán sự gia tăng kích thước bánh răng ở nhiệt độ cao nhất khi đưa vào sử dụng và cung cấp đủ khe hở cạnh răng để tránh răng dính lại với nhau. Vì các đặc tính cơ học của nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật phụ thuộc vào nhiệt độ, nên

khả năng chịu tải của bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun giảm khi nhiệt độ tăng, sẽ phụ thuộc vào đặc tính nhiệt của vật liệu được chọn.

Bánh răng trụ răng thẳng cũng rất dễ bị tích tụ ứng suất ở chân răng do tải trọng va đập gây ra. Cần phải xem xét cẩn thận chất lượng vết khía khi chịu tác động của loại vật liệu nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật được chọn cho ứng dụng. Tốt nhất là mở rộng hết bán kính ở chân răng bánh răng.

Khe hở cạnh răng có thể cho phép bánh răng thay đổi kích thước. Góc lượn chân răng có thể cải thiện khả năng tương thích với tải trọng va đập.

Một trong những ưu điểm của bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun là răng sau khi uốn cong vẫn không gây ra ứng suất uốn hoặc gãy; Giới hạn độ bền mỏi của vật liệu nên được sử dụng khi thiết kế để cho phép giảm ứng suất cơ theo chu kỳ.

Tuy nhiên, hình dạng răng bánh răng trụ răng thẳng không phù hợp với mô hình lý tưởng của các thử nghiệm uốn ba điểm được sử dụng để xác định độ bền uốn theo ASTM D790, do đó thường ưu tiên sử dụng độ bền kéo của vật liệu nhựa nhiệt dẻo để cho một hệ số an toàn tốt hơn.

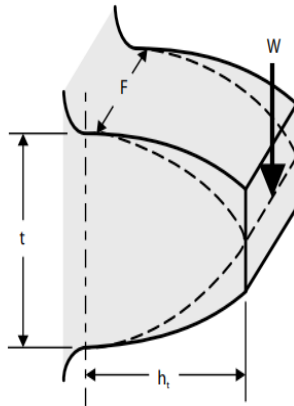
Ứng suất an toàn của bánh răng (σ_S) = $\frac{\text{Độ bền kéo tối đa của nhựa}}{\text{Ứng suất an toàn của bánh răng}}$

❖ Lực tiếp tuyến của bánh răng trụ răng thẳng

Có thể tính toán giới hạn tải trọng trên răng bánh răng trụ răng thẳng hoặc các điều kiện cần cho thiết kế bằng phương trình Lewis:

$$W = \frac{\sigma_S \times F \times t^2}{6 \times \square_t} \qquad \sigma_S = \frac{6 \times W \times \square_t}{F \times t^2}$$

Trong đó, W là lực tiếp tuyến ở cuối răng, F là chiều rộng mặt mút của răng, h_t là chiều sâu răng giảm dần về phía đầu chịu tải. Đường bao của hình dạng răng tương đương với một hình parabol với tải trọng tác dụng ở đầu răng.



Hình 2.21: Răng tiếp tuyến lực

❖ Bánh răng trụ răng thẳng truyền mô men xoắn

Mô men xoắn được truyền bởi một bánh răng thông qua các lực tiếp tuyến tác dụng lên bánh răng của bánh răng. Nếu chỉ có mỗi một răng của bánh răng tiếp xúc tại điểm ăn khớp và chịu toàn bộ tải, một phương pháp đơn giản để tính toán lực tiếp tuyến trên một bánh răng được đưa ra:

$$W = \frac{\sigma_s \times F \times Y}{P} \quad (2.5)$$

$$W = \frac{2 \times T}{D_p} \quad (2.6)$$

$$T = \frac{\sigma_s \times D_p \times F \times Y}{2 \times P} \quad (2.7)$$

Trong đó:

T = Mô men xoắn của bánh răng (tính bằng lb)

σ_s = Ứng suất làm việc an toàn (psi)

t = Chiều dày răng

h = Chiều cao răng

F = Chiều rộng răng

W = Lực tiếp tuyến trên răng (lb)

D_p = Đường kính vòng lăn (in)

F = Chiều rộng mặt mút (in)

Y = Yếu tố hình dạng răng Lewis

P = Bước răng kính.

Nhiều bánh răng phải chịu một “mô men xoắn dừng” cao hơn đáng kể so với mô men xoắn khi vận hành. Nên sử dụng giới hạn chảy của vật liệu ở nhiệt độ vận hành để tính ứng suất uốn của răng công xôn.

❖ Các yếu tố ảnh hưởng đến tải trọng bánh răng trụ răng thẳng

Để tính toán tải trọng răng chính xác, một số yếu tố phải được biết:

- Độ giảm tỷ số truyền bánh răng trụ răng thẳng.
- Giới hạn khoảng cách tâm.
- Tốc độ hoạt động của bánh răng/pi-nhông trụ răng thẳng khi vận hành.
- Công suất hoặc mô men xoắn của bánh răng/pi-nhông trụ răng thẳng.
- Loại và thời gian tải.
- Nhiệt độ tối đa khi vận hành.
- Điều kiện cần của loại bôi trơn khi vận hành.
- Loại bôi trơn.

Độ giảm tỷ số truyền bánh răng trụ răng thẳng được xác định bởi tốc độ chuyển động mong muốn giữa bánh răng trụ răng thẳng chủ động và bánh răng trụ răng thẳng bị động. Khoảng cách tâm được thiết lập bởi khoảng trống được phân bố giữa bánh răng và pi-nhông.

Phải biết tốc độ của bánh răng trụ răng thẳng chủ động hoặc bị động cũng như công suất hoặc mô men xoắn được truyền đi.

Vòng đời dự kiến của bánh răng trụ răng thẳng nên cân nhắc cùng với các điều kiện khi vận hành (loại tải, thời gian, nhiệt độ, môi trường và bôi trơn).

Ngoài ra, góc áp lực bánh răng và góc bước răng kính là các yếu tố quan trọng, bởi vì chúng xác định kích cỡ và hình dạng răng của bánh răng, và do đó có khả năng chia tải trọng và độ bền của răng.

Các góc áp lực bánh răng trụ răng thẳng phổ biến nhất là $14,5^\circ$, 20° và 25° , với góc áp lực 20° là được dùng thường xuyên nhất. Góc áp lực 20° có khả năng chịu tải cao hơn so với góc $14,5^\circ$ và nó cho phép sử dụng pi-nhông ít răng.

2.3 Các tính chất cần thiết cho bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun

Bánh răng trụ răng thẳng nhựa nhiệt dẻo ép phun phụ thuộc vào các tính chất tương tự các tính chất được dùng trong nguyên tắc thiết kế dành cho bánh răng kim loại tiêu chuẩn. Tuy nhiên, các nét đặc trưng về cơ học, nhiệt và độ rão của nhựa nhiệt dẻo khiến cho việc tuân thủ các tính chất này trở nên cứng nhắc hơn so với trường hợp thiết kế bánh răng trụ răng thẳng bằng kim loại sẽ được gia công.

Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính của nhựa nhiệt dẻo gia cường được tính gần đúng bằng $1/3$ của nhựa không gia cường. Sự giãn nở của bánh răng kim loại khi nhiệt độ gia tăng không phải là một mối quan tâm cần xem xét khi thiết kế. Tuy nhiên, đối với bánh răng trụ răng thẳng bằng nhựa nhiệt dẻo ép phun, cần thiết phải tính toán lượng mà bánh răng nhựa nhiệt dẻo sẽ nở ra ở nhiệt độ cao nhất mà chúng sẽ chịu và phải cung cấp đủ lỗ trống giữa các răng để ngăn chặn sự dính kết.

Đối với một số loại nhựa nhiệt dẻo có tính hút ẩm, chẳng hạn như nylons, khi hút ẩm kích cỡ bánh răng sẽ gia tăng một chút. Mặc dù sự thay đổi kích thước do hút ẩm của bánh răng nylon hiếm khi trở thành vấn đề, nhưng khe hở cạnh răng bổ sung nên được xem xét thêm vào giữa các răng nếu cơ cấu bánh răng không được sử dụng trong thời gian dài khi vận hành ở điều kiện môi trường ẩm ướt.

Các răng của bánh răng trụ răng thẳng kim loại chịu tải trọng nặng trong các bộ truyền động có tính quyết định có phần đầu được vát nhẹ và có góc

lượn chân răng để giảm ứng suất mỏi. Những điều chỉnh này cũng nên áp dụng cho tất cả bánh răng trụ răng thẳng nhiệt dẻo ép phun.

Trong việc thiết kế một cặp bánh răng trụ răng thẳng kim loại, những thay đổi trong chiều cao đỉnh răng của cả hai bánh răng thường xuyên xảy ra. Nếu pi-nhông có số lượng răng ít, những răng này có thể bị cắt chân răng. Việc cắt chân răng làm suy giảm độ bền răng, gây mòn răng và giảm tuổi thọ của bánh răng. Quá trình cắt chân răng có thể được loại trừ bằng việc tăng chiều cao đỉnh răng của pi-nhông và giảm chiều cao đỉnh răng của bánh răng. Loại bỏ việc cắt chân răng là có lợi và nên được khuyến khích trong thiết kế bánh răng trụ răng thẳng nhựa nhiệt dẻo ép phun, vì nó cung cấp độ bền răng tốt hơn và thiết kế bánh răng linh hoạt hơn.

Bánh răng trụ răng thẳng nhựa nhiệt dẻo ép phun mang lại một số lợi ích. Kỹ sư thiết kế sẽ thoát khỏi các hạn chế do sử dụng máy công cụ để gia công răng. Các phương pháp gia công cơ và các công đoạn lắp ráp đắt tiền được bỏ đi bằng cách thiết kế bánh răng như một phần không thể thiếu gắn liền với một cơ cấu, cho phép chỉ định các sửa đổi mong muốn đối với răng tiêu chuẩn mà không làm tăng giá thành bánh răng mà không tốn thêm ít hoặc không có chi phí bổ sung cho khuôn ép phun.

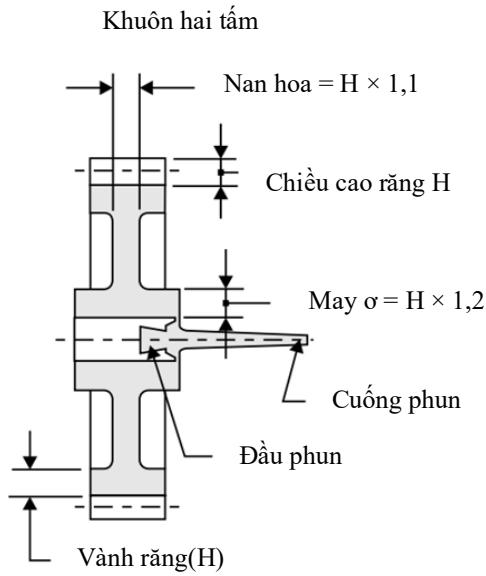
2.4 Thiết kế bánh răng nhựa nhiệt dẻo

Khi thiết kế bánh răng nhựa nhiệt dẻo, cần phải ghi nhớ rằng bánh răng không chỉ phải hoàn thành được chức năng cơ học mà còn phải được kiểm tra kích thước theo cách tạo điều kiện hoạt động ép phun chính xác và hiệu quả nhất. Hình dạng càng đơn giản càng dễ điền đầy lòng khuôn đúng cách và nếu yêu cầu, đạt được dung sai trong phạm vi hẹp.

Hai thiết kế bánh răng và miệng phun (cổng vào nhựa) hợp lý được trình bày trong Hình 2.22 và 2.23.

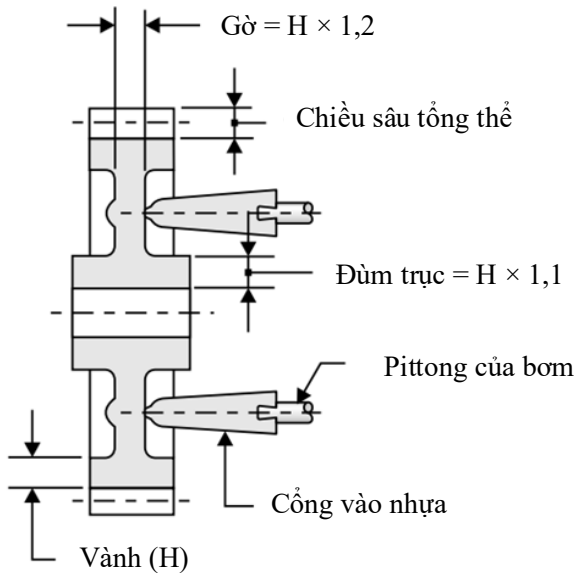
Để cung cấp sức bền cơ, phần vành răng đỡ bên dưới các răng của bánh răng trụ răng thẳng ít nhất phải có cùng kích thước với chiều cao răng (H). Độ dày của vành răng và mayơ phụ thuộc vào yêu cầu chức năng của bánh răng, loại miệng phun và vị trí của miệng phun.

Hình 2.22 trình bày một miệng phun kiểu đĩa, đặt ngay giữa mayơ bánh răng; Độ dày mayơ lớn hơn 20% so với độ dày vành răng và lớn hơn 10% đối với độ dày nan hoa. Hình 2.23 trình bày ba/bốn miệng phun điêm chốt đặt trên bề mặt nan hoa của bánh răng trụ răng thẳng; độ dày nan hoa phải lớn hơn 20% so với độ dày vành răng và độ dày mayơ phải lớn hơn 10% so với độ dày vành răng. Tỷ lệ phân bố độ dày thành bánh răng và loại miệng phun được đề xuất sẽ giúp đạt được kích thước chính xác, bao gồm cả dung sai phạm vi hẹp mà không bị cong vênh.



Hình 2.22 Bánh răng với miệng phun kiểu đĩa

Khuôn nhiều tầng, khuôn 3 tấm



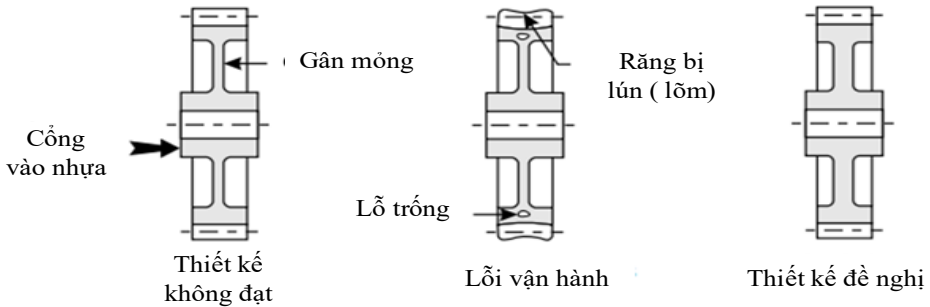
Hình 2.23: Bánh răng với 3 hoặc 4 miệng phun điểm chốt

Thiết kế cổ điển của bánh răng trụ răng thẳng nhựa nhiệt dẻo

Hình 2.24, 2.25 và 2.26 trình bày ba trường hợp thiết kế bánh răng, có các vấn đề ép phun gây ra do thiết kế khuôn không hợp lý và các thiết kế đề xuất để tránh các vấn đề ép phun đó.

Trường hợp thiết kế bánh răng trụ răng thẳng “A”

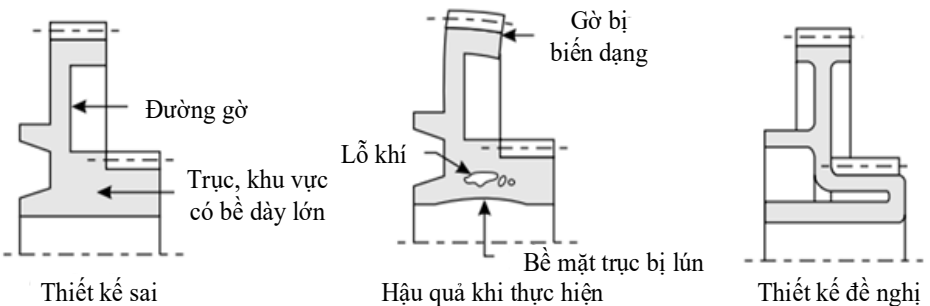
Hình 2.24, hình minh họa bên trái, trình bày một bánh răng trụ răng thẳng có độ dày nan hoa mỏng khiến cho vành răng không điền đầy kíp. Hình minh họa ở giữa trình bày các lỗ trống bên trong vành răng. Các lỗ trống bên trong gây ra sự co rút cao hơn so với phần còn lại của bánh răng, gây ra sai lệch kích thước (độ tròn) và độ rộng mặt mút ở giữa sẽ bị lõm xuống. Hình minh họa bên phải trình bày độ dày thành tương ứng như được khuyến nghị cho loại miệng phun trong Hình 2.22 và 2.23.



Hình 2.24: Thiết kế bánh răng trường hợp “A”

Trường hợp thiết kế bánh răng trụ răng thẳng “B”

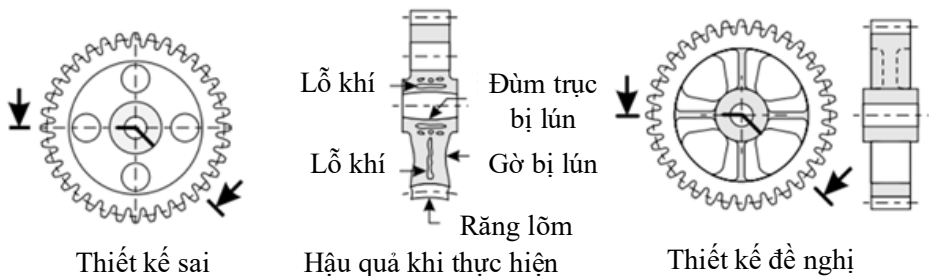
Hình 2.25, hình minh họa bên trái, trình bày một bánh răng có độ dày thành mayơ lớn, với nan hoa nằm ở mép vành. Hình minh họa ở giữa trình bày các vấn đề ép phun, với các khuyết tật lỗ trống nằm bên trong mayơ, do độ dày thành mayơ lớn không thể nén chặt được. Độ co rút cao của lỗ trống làm cho mặt trong của mayơ bị lõm. Nan hoa lệch về một phía gây ra cong vênh, sai lệch kích thước và làm cho bề rộng mặt mút răng uốn cong. Hình minh họa bên phải trình bày thiết kế bánh răng khuyên dùng, một độ dày thành đồng đều và cân bằng, một nan hoa được phân bố sao cho kiểm soát được nhiệt độ làm mát của cả hai tấm khuôn trong các lòng khuôn, giúp kiểm soát tốt sự co rút trong khuôn.



Hình 2.25: Thiết kế bánh răng trường hợp “B”

Trường hợp thiết kế bánh răng trụ răng thẳng “C”

Hình 2.26, hình minh họa bên trái, trình bày một nan hoa có bề dày thành lớn với bốn cái lỗ. Hình minh họa ở giữa trình bày vấn đề ép phun, khuyết tật lỗ trống bên trong nan hoa, do phần thành dày của nan hoa không nén chặt được. Các lỗ trống bên trong nan hoa và máy gâ co rút khuôn lớn, cong vênh, sai lệch kích thước, lõm bề mặt trong và ngoài của máy. Hình minh họa bên phải trình bày thiết kế đề nghị, với phần nan hoa và khoảng trống đồng đều/đối xứng, bốn nan hoa tương xứng với nhau có chức năng đỡ phần vành răng của bánh răng trụ răng thẳng.

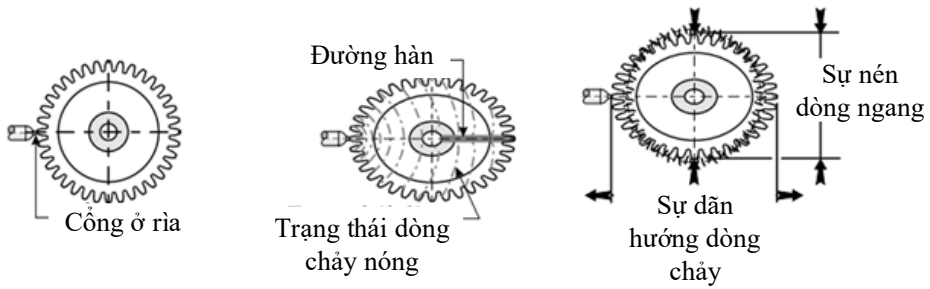


Hình 2.26: Thiết kế bánh răng trường hợp “C”

2.4.1 Tác động của khe hở đối với kích thước độ tròn của bánh răng nhựa nhiệt dẻo

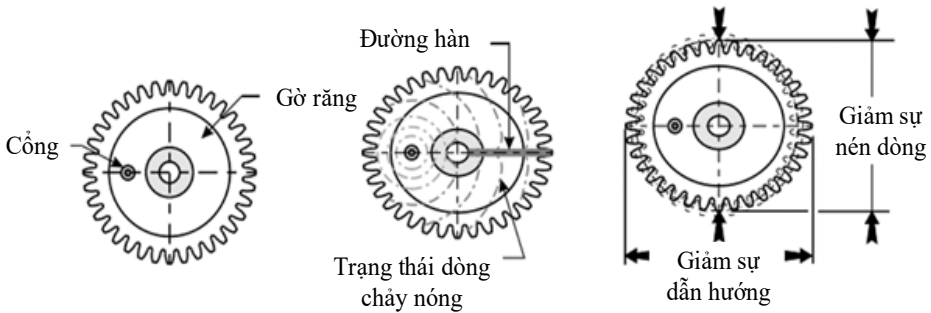
Tốc độ trượt cao tạo ra hai tác động ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất bánh răng trụ răng thẳng. Các phân tử nhựa trở nên thẳng hàng do tốc độ trượt cao nên chất tan trong thành có mức độ định hướng cao theo chiều dòng chảy. Tác động này là không mong muốn, do độ bền theo hướng vuông góc với chiều dòng chảy sẽ bị giảm và bánh răng có xu hướng nứt dọc theo đường hàn. Các tác động khác như sự thay đổi kích thước cũng gây ra do mức độ định hướng của dòng chảy.

Hình 2.27 trình bày vấn đề về độ giãn dài và độ nén gây ra bởi miệng phun kiểu cạnh nằm trên răng của bánh răng trụ răng thẳng. Khi dòng chảy bị phân tách bởi lõi của máy gâ bánh răng, cả hai đoạn đầu của dòng chảy, là phần nguội sớm nhất của dòng chảy, gặp lại nhau ở sau lõi hình thành khuyết tật đường hàn. Hướng dòng chảy chất tan có áp suất phun cao hơn, gây co rút khuôn ít hơn. Áp suất vuông góc với chiều dòng chảy, gây ra co rút trong khuôn cao hơn. Co rút trong khuôn trở nên rõ ràng hơn với nhựa nhiệt dẻo có sợi gia cường; mức độ định hướng cao của sợi theo hướng dòng chảy không bị nén lại và có độ co rút thấp hơn, trong khi dòng chảy theo hướng vuông góc lại có độ co rút cao hơn.



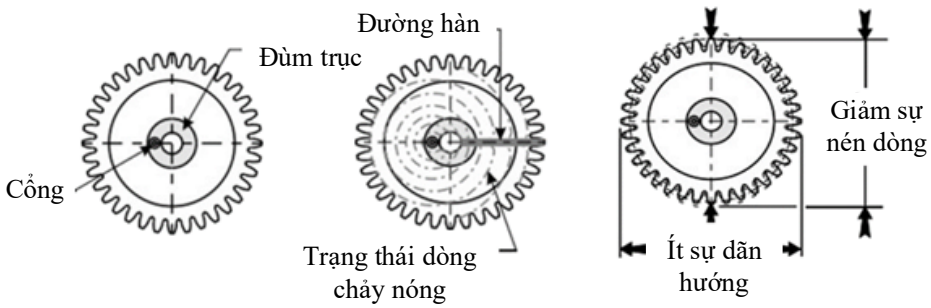
Hình 2.27: Bánh răng cổng vào đơn trên chiều rộng răng

Hình 2.28 trình bày một miệng phun điểm chốt nằm trên thành nan hoa của bánh răng trụ răng thẳng. Loại miệng phun này cần một khuôn ba tấm để tự động lấy miệng phun ra khỏi sản phẩm và đóng khuôn tự động. Một cổng phun từ một kênh dẫn nóng cũng có thể sử dụng được cho các bánh răng ép phun. Loại cổng phun này gây ra các vấn đề ép phun giống như miệng phun kiểu cạnh, nhưng cho kết quả tốt hơn, bởi vì miệng phun nằm gần tâm hơn. Các khuyết tật đường hàn sẽ được cải thiện và co rút dị hướng trong khuôn sẽ được giảm. Bánh răng ép phun có TIR (độ tròn) tốt hơn khi sử dụng miệng phun kiểu cạnh như đã trình bày trong Hình 2.27.



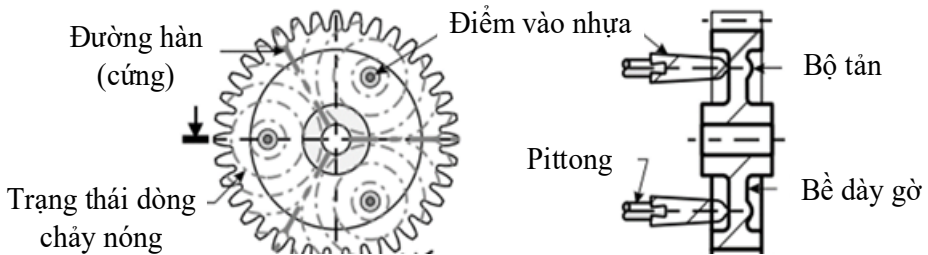
Hình 2.28: Bánh răng cổng vào đơn trên vành răng

Hình 2.29 trình bày một miệng phun điểm chốt nằm trên thành mayơ của bánh răng trụ răng thẳng. Loại miệng phun này cần một khuôn ba tấm để tự động lấy miệng phun ra khỏi sản phẩm và đóng khuôn tự động. Một cổng phun từ một kênh dẫn nóng cũng có thể sử dụng được cho các bánh răng ép phun. Loại miệng phun này gây ra các vấn đề ép phun tương tự như của miệng phun điểm chốt khi đặt trên nan hoa bánh răng, nhưng cho kết quả tốt hơn, bởi vì miệng phun được đặt gần tâm hơn. Các khuyết tật đường hàn sẽ đậm hơn, kiểm soát cong vênh tốt hơn và giảm co rút dị hướng gây ra bởi dòng chảy chất tan hoặc sự định hướng vật liệu. Bánh răng ép phun có TIR (độ tròn) tốt hơn hai trường hợp trước (Hình 2.27 và 2.28).



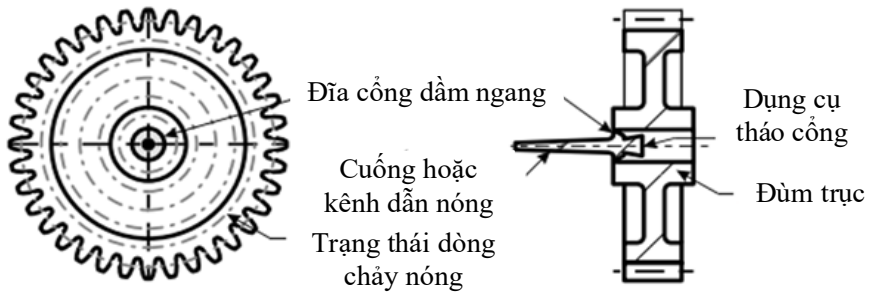
Hình 2.29: Bánh răng cổng vào đơn trên đùm trục

Hình 2.30 trình bày một bánh răng trụ răng thẳng với ba miệng phun điểm chột đặt cách đều nhau trên một đường tròn của thành nan hoa bánh răng. Để tránh ứng suất bên trong khuôn và tránh các miệng phun bị đông cứng trước, một thiết kế kế khuếch tán vật liệu (chóp tròn) được đặt phía sau mỗi miệng phun sau nan hoa bánh răng. Miệng phun dạng này cần một khuôn ba tấm để tự động lấy miệng phun ra khỏi sản phẩm và đóng khuôn tự động. Một cổng phun từ một kênh dẫn nóng cũng có thể sử dụng được cho các bánh răng trụ răng thẳng ép phun. Dạng miệng phun này rất phổ biến trong ép phun các ứng dụng bánh răng có vận tốc cao cần dung sai phạm vi hẹp chính xác. Hệ thống này cung cấp các khuyết tật đường hàn đậm, kiểm soát cong vênh tốt hơn, và co rút dị hướng thấp nhất được gây ra bởi dòng chảy chất tan hoặc mức độ định hướng sợi.



Hình 2.30: Ba cổng vào kênh dẫn nóng trên vành răng

Hình 2.31 trình bày một miệng phun dạng đĩa đang dùng cho bộ khuôn hai tấm một lòng ép của bánh răng trụ răng thẳng. Nó cũng có thể được sử dụng cho khuôn bánh răng nhiều lòng ép sử dụng kênh dẫn nóng. Loại cổng này cho phép dòng chảy nhựa được điền đầy đồng đều, cân bằng áp suất, co rút, và dòng chảy phân phối đồng đều phía trong lòng khuôn. Miệng phun kiểu đĩa kết hợp với đuôi nguội chậm cần một thao tác sau ép phun để tháo miệng phun ra khỏi đường kính trong của mayơ. Đối với bộ khuôn sử dụng kênh dẫn nóng có nhiều lòng khuôn, cần một thao tác sau ép phun chỉ để tháo miệng phun kiểu đĩa.



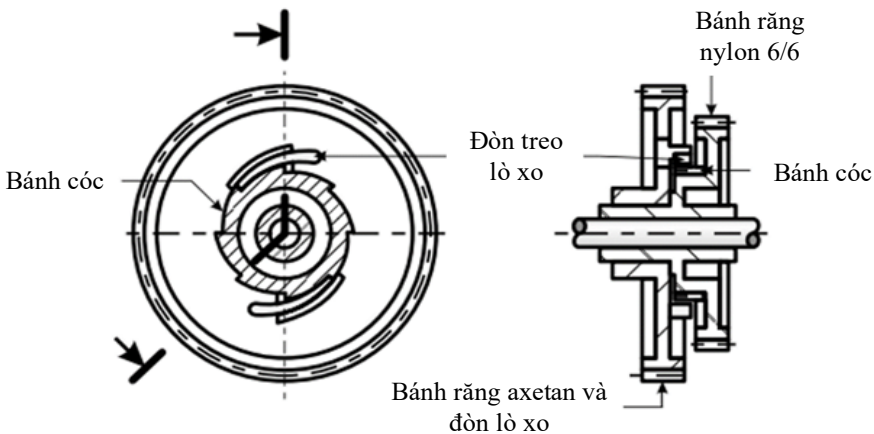
Hình 2.31: Cuồng công phun nằm ở giữa đùm trực

2.4.2 Thiết kế đa chức năng bánh răng nhựa nhiệt dẻo

Ưu điểm quan trọng nhất của bánh răng nhựa nhiệt dẻo là khả năng thiết kế đa chức năng, giảm số lượng linh kiện cho một thiết bị nhất định.

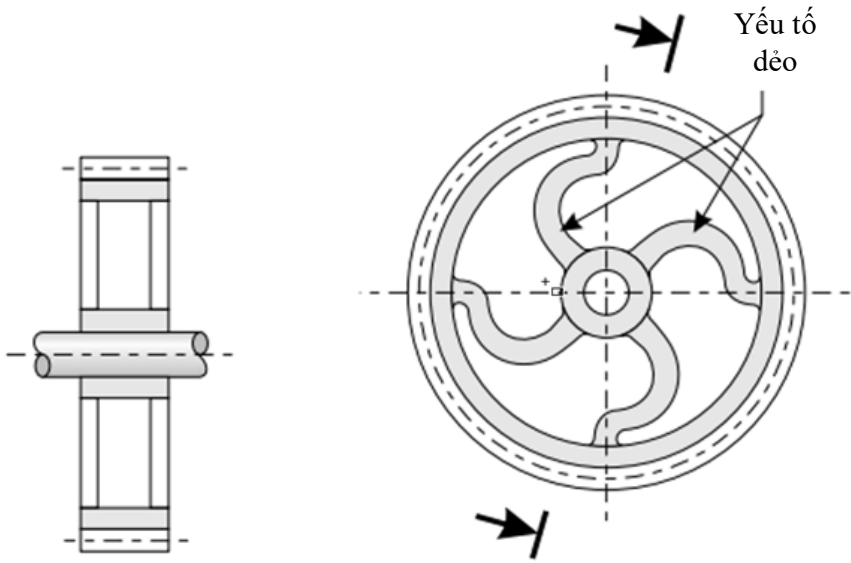
Hình 2.32, 2.33, 2.34 và 2.35 trình bày các ứng dụng thiết kế đa chức năng.

Hình 2.32 trình bày một hệ bánh răng đa chức năng; một bánh răng trụ răng thẳng với hai lò xo ép phun làm từ vật liệu acetal homopolymer, tác động lên một bộ bánh cóc kết hợp bánh răng trụ răng thẳng thứ hai làm từ vật liệu nylon 6/6 không gia cường. Các loại cơ cấu này hoạt động mà không gặp bất kỳ sự cố nào, miễn là các lò xo trong bánh cóc làm việc liên tục và nhà tải ở trạng thái tự do và tránh các vấn đề rão (giảm độ đàn hồi) của cần lò xo.



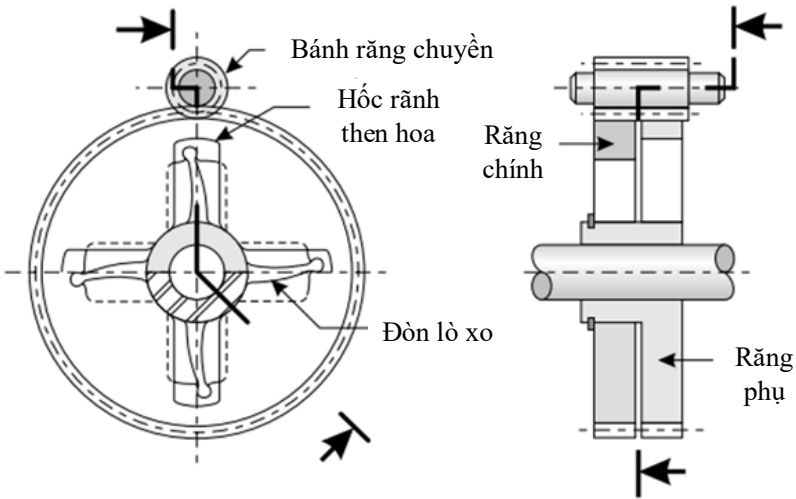
Hình 2.32: Hai bánh răng cộng hưởng với hai bánh cóc lò xo

Hình 2.33 trình bày thiết kế bánh răng đa chức năng làm từ vật liệu acetal homopolymer; răng bánh răng được bảo vệ để chống lại tải trọng va đập, bằng cách nối mayơ và vành răng bằng một kết cấu dẻo có kích thước phù hợp. Nguyên tắc này dùng trên các bánh răng in để thu lại kết quả in vững chắc mặc dù có sự sai lệch về kích thước ép phun.



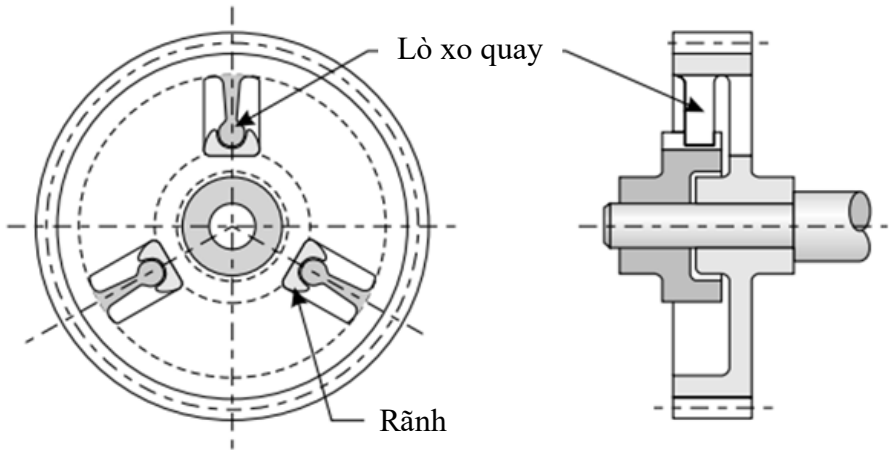
Hình 2.33: Tự định tâm và bánh răng dèo, vòng xoay

Hình 2.34 trình bày thiết kế bánh răng cho một bộ truyền không khe hở cạnh răng giữa cặp bánh răng. Bánh răng chính được trang bị bốn lò xo ép phun nổi vào bốn khe hốc trên bánh răng thứ hai. Khi được lắp với pinhông, hai đỉnh răng hơi lệch nhau, làm cho lò xo chịu tải và do đó khử bất kì khe hở cạnh răng nào. Sự giảm ứng suất gây bởi ảnh hưởng của độ rão lên cần lò xo sẽ làm giảm ứng suất chống chịu của các cần lò xo. Nguyên tắc này chỉ thích hợp cho các mô men xoắn nhỏ, như trong mặt đồng hồ hoặc cơ cấu điều chỉnh đồng hồ.



Hình 2.34: Hệ thống khe hở bánh răng nhựa nhiệt dẻo

Các thiết bị giới hạn mô men xoắn thường hữu ích cho các ứng dụng bánh răng nhựa nhiệt dẻo phòng ngừa hư hỏng răng khi xảy ra quá tải. Hình 2.35 trình bày một giải pháp trong nhiều thiết kế khả thi khác nhau. Trong thiết kế, việc giới hạn mô men xoắn đạt được nhờ ba lò xo quay và ba hốc hãm xuyên tâm.

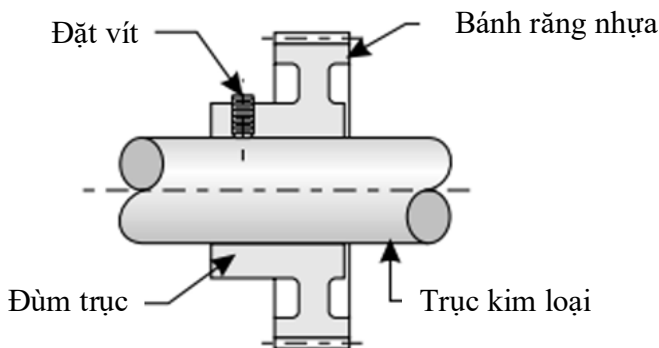


Hình 2.35: Hệ thống bánh răng nhựa nhiệt dẻo giới hạn momen xoắn

Người thiết kế sản phẩm biết rất khó kết hợp cả hai đặc tính thiết kế (độ chính xác và tính đa chức năng) trong một bánh răng nhựa nhiệt dẻo. Hoặc ứng dụng yêu cầu một bánh răng chính xác, sẽ dùng hình dạng đơn giản đối xứng hoặc kết hợp nhiều chức năng nhất có thể trong một sản phẩm, dẫn đến hình dạng phức tạp với độ chính xác thấp hơn.

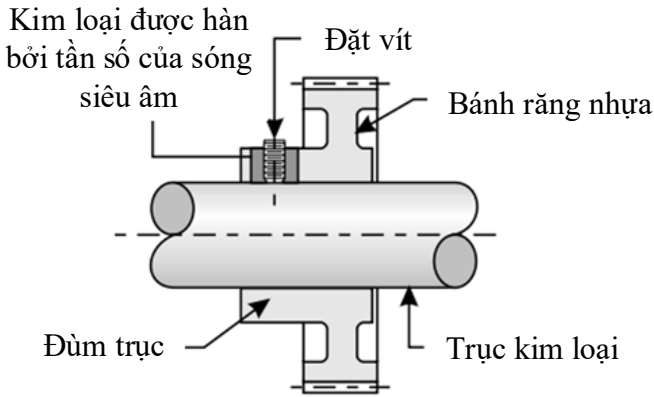
2.4.3 Lắp ráp bánh răng nhiệt dẻo trên trục kim loại

Hình 2.36 trình bày máy của bánh răng nhựa được khoan và tạo ren cho một vít siết bằng kim loại; đoạn ren nhựa có thể bị biến dạng bởi một lực kéo, khi xoay vít siết ra khỏi trục kim loại.



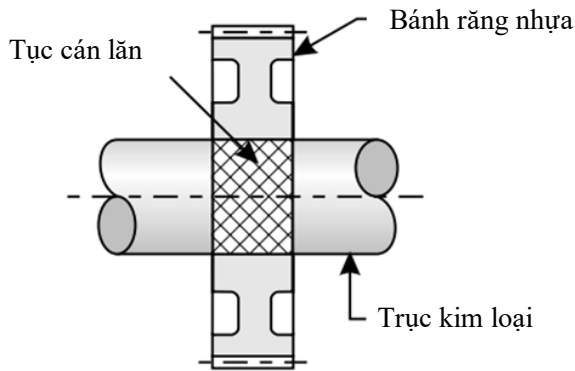
Hình 2.36: Đặt vít có ren trên bánh răng đùm trục

Hình 2.37 trình bày một đoạn ren kim loại được chèn vào mayơ bánh răng bằng phương pháp hàn siêu âm cho một vít siết kim loại; phần chèn kim loại có thể bị biến dạng ra khỏi mayơ bởi một lực kéo khi xoay vít siết ra khỏi trục kim loại.

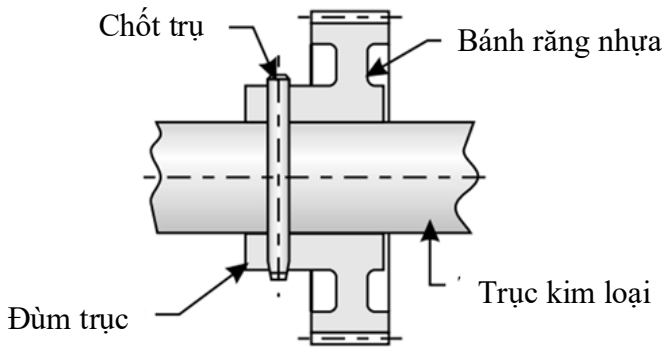


Hình 2.37: Hàn bằng tần số siêu âm và đặt vít trên trục bánh răng

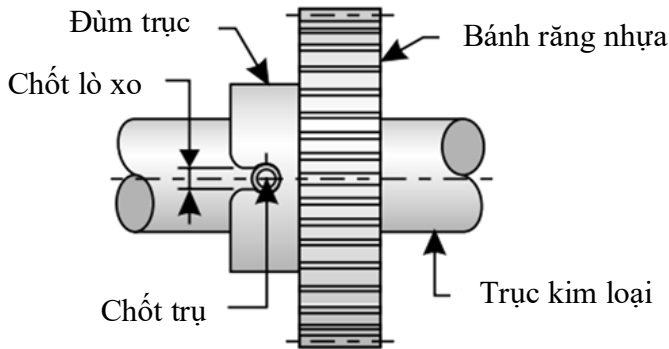
Các phương pháp khuyến nghị cho việc cố định bánh răng nhựa trên các trục kim loại bao gồm, cán vôn thô trục kim loại và bọc bánh răng nhựa quanh trục như trình bày trong hình 2.38. Hình 2.39 trình bày một phương pháp mà khoan một lỗ xuyên qua mayơ và trục kim loại, và sau đó lắp một cái chốt qua. Hình 2.40 trình bày một phương pháp mà khoan và ép một chốt lên trục, sau đó, hai khóa đàn hồi trên mayơ bánh răng nhựa được lắp và được khóa lại với nhau để cố định bánh răng nhựa vào chốt và trục kim loại.



Hình 2.38: Lắp ráp bánh răng nhựa trên trục kim loại



Hình 2.39: Khoan lỗ xuyên qua trục nhựa và trục kim loại



Hình 2.40: Khoan và nhẵn chốt ghim trên trục

Ví dụ 2.2

Một cặp bánh răng có tỷ lệ 3 sẽ được sử dụng ở khoảng cách trung tâm (C) là 8,48 in. Nếu một bánh răng (N_G) có 60 răng và chiếc kia (N_p) có 20 răng, hãy xác định bước răng (P).

Giải pháp

Để tính toán đường kính bước răng, chọn công thức 2.7.

$$\text{Đường kính bước răng (P)} = t = \frac{\pi}{2P}$$

2.4.4 Bánh răng tiêu chuẩn, phương trình và tính toán

Bảng 2.4: Phương trình bánh răng tiêu chuẩn biết đường kính bước răng (P)

	Bước lớn nhỏ hơn 20	Bước nhỏ lớn hơn 20
Chiều cao đỉnh răng	$a = \frac{1}{P}$	$a = \frac{1}{P}$

Chiều cao chân răng	$b = \frac{2}{P}$	$b = \frac{1,20}{P} + 0,002$
Chiều cao làm việc	$h_k = \frac{2}{P}$	$h_k = \frac{2}{P}$
Chiều cao răng	$h_t = \frac{2,250}{P}$	$h_t = \frac{2,20}{P} + 0,002$
Chiều dày răng	$t = \frac{\pi}{2P}$	$t = \frac{\pi}{2P}$
Khoảng hở hướng tâm	$c = \frac{0,250}{P}$	$c = \frac{0,200}{P} + 0,002$
Đường kính vòng chia	$D_p = \frac{N}{P}$	$D_p = \frac{N}{P}$
Đường kính vòng đỉnh	$D_o = \frac{N + 2}{P}$	$D_o = \frac{N + 2}{P}$
Đường kính vòng đáy	$D_R = \frac{N - 2,5}{P}$	$D_R = \frac{N - 2,2}{P} + 0,004$
Góc lượn chân răng	$r_f = \frac{0,30}{P}$	$r_f = \frac{0,30}{P}$

Ví dụ 2.3

Tìm chiều dày răng trên vòng tròn răng 20^0 , độ sâu toàn phần răng có đường kính (P) là 12.

Chiều dày răng được đưa ra theo phương trình trong Bảng 2.4:

$$t = \frac{\pi}{2 \times P} = \frac{3,1416}{2 \times 12} = 0,1309 \text{in}$$

Ví dụ 2.4

Tìm đường kính vòng đỉnh (DO) trên vòng tròn răng 20^0 , độ sâu toàn phần răng có đường kính bước răng (P) là 12 và số răng (N) là 40.

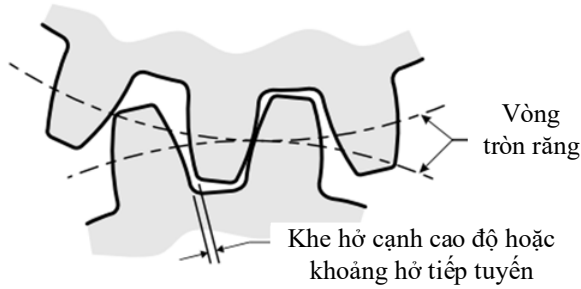
Đường kính bên ngoài được cho bởi phương trình trong Bảng 2.4:

$$(D_o) = \frac{N+2}{P} = \frac{40+2}{12} = 3,50 \text{in}$$

2.4.5 Khe hở cạnh răng của bánh răng trụ răng thẳng

Hình 2.41 trình bày một khe hở cạnh răng hoặc độ hở tiếp xúc giữa hai sườn hông của răng đang ăn khớp. Khe hở cạnh răng được định nghĩa như một khoảng mà chiều rộng rãnh răng hơn chiều dày răng, đo được trên vòng chia. Mục đích của khe hở cạnh răng là phòng ngừa bánh răng dính

lại hoặc seizing-up do cả hai mặt bên của răng tiếp xúc cùng một lúc khi đang ăn khớp.



Hình 2.41: Khe hở giữa 2 bánh răng ăn khớp nhau

Khe hở cạnh răng phòng ngừa răng ăn khớp dính lại với nhau và chịu ảnh hưởng bởi các yếu tố sau:

- Nhiệt độ làm việc.
- Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính.
- Dung sai lắp đặt.
- Loại tải trọng tác dụng.
- Dung sai khoảng cách giữa hai tâm bánh răng.
- Hình dạng, kích thước, độ phức tạp và độ chính xác của răng.
- Thay đổi kích thước sau ép phun.
- Loại bôi trơn.
- Dung sai độ đảo toàn phần của trục.
- Tốc độ và điều kiện làm việc.

Bánh răng làm việc dưới tải trọng vừa và tốc độ vừa, ở nhiệt độ phòng sẽ ít bị ảnh hưởng bởi các khe hở cạnh răng nhỏ. Ở tải trọng lớn, tốc độ cao hoặc nhiệt độ cao, bánh răng yêu cầu phải có độ chính xác cao hơn và tăng khe hở cạnh răng để bù đắp cho hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính.

Đối với bánh răng nhựa nhiệt dẻo ở nhiệt độ phòng, các giá trị khe hở cạnh răng sau đây được đề xuất:

Đầu tiên, nhiệt độ vận làm việc trên nhiều yếu tố, như tải, vận tốc và kích cỡ răng. Bánh răng vận hành ở nhiệt độ phòng với tải trọng cho phép và tốc độ cho phép cao sẽ làm tăng nhiệt độ bề mặt răng lên 100°F.

Bất kỳ phương pháp điều khiển nhiệt độ nào trên bề mặt răng đều làm giảm dính răng gây bởi thiếu khe hở chân răng. Một phương pháp là bôi trơn liên tục. Một phương pháp khác nữa là bánh răng nhiệt dẻo ép phun ăn khớp với một bánh răng kim loại có hệ số tản

nhiệt cao hơn.

Tăng khe hở cạnh răng bằng cách kéo dài khoảng cách giữa các bánh răng ăn khớp. Điều này mang lại lợi thế là có thêm khoảng hở hướng tâm giữa vòng đỉnh của một bánh răng và đường kính vòng cơ sở của bánh răng kia, cho phép giãn nở ở nhiệt độ cao mà không cắt chân răng hướng tâm. Tuy nhiên, khoảng cách tâm ngày càng tăng làm cho răng ăn khớp khỏi vòng chia, điều này có thể dẫn đến mài mòn nhiều hơn.

Không đủ khe hở cạnh răng gây dính răng và bánh răng trụ răng thẳng nhanh bị hỏng trong quá trình vận hành. Ngoài ra, khoảng cách tâm đã xác định có thể bị ảnh hưởng bởi nhiều yếu tố khác nhau. Ví dụ: các thành phần khác nhau của cụm bánh răng được ép phun nhựa nhiệt dẻo, kích thước của chúng có thể thay đổi theo thời gian do hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính hoặc co rút sau ép phun do nhiệt độ cao. Loại bánh răng cũng có thể ảnh hưởng đến khoảng cách tâm, độ đảo toàn phần của ổ lăn gây ra bởi lực dọc trục của bánh răng trụ răng nghiêng.

Bảng 2.5: Giá trị khe hở cho bánh răng nhiệt dẻo

Bước răng kính (P)	Khe hở cạnh răng (in)
16	0,004 - 0,006
20	0,003 - 0,005
32	0,002 - 0,004

Do đó, làm tăng khe hở cạnh răng bằng cách tăng khoảng cách tâm là một phương pháp nên được tiếp cận mà phải thận trọng.

Các điều chỉnh và phép đo khoảng cách tâm và khe hở cạnh răng nên được làm trong các điều kiện vận hành thực tế, sử dụng các mẫu thử để dự đoán chính xác hiệu suất của bánh răng nhựa nhiệt dẻo.

Điều đó là cần thiết để đo và điều chỉnh khe hở cạnh răng chính xác ở nhiệt độ vận hành và dưới điều kiện làm việc thực. Nhiều bánh răng, thậm chí được thiết kế và ép phun chính xác, vẫn bị hỏng do khe hở cạnh răng không chính xác khi ở trạng thái vận hành.

Trường hợp vỏ hộp bánh răng cũng được ép phun bằng nhựa nhiệt dẻo, các lưu ý tương tự cũng áp dụng cho sản phẩm dạng này. Các giá trị có thể khác nhau, bởi vì bánh răng và vỏ hộp có hình dáng hình học không giống nhau và vỏ hộp có thể được ép phun bằng loại nhựa khác. Do đó, khoảng cách tâm cũng có thể thay đổi và ảnh hưởng đến khe hở cạnh răng.

Xác định khoảng cách tâm sau khi sản xuất và đo các bánh răng thường dễ dàng hơn. Điều quan trọng cần lưu ý là việc này có thể gây

mài mòn nhiều hơn vì các bánh răng sẽ không còn ăn khớp chính xác trên vòng chia lý thuyết nữa.

Việc đo lường, kiểm nghiệm và điều chỉnh khe hở chân răng dùng các điều kiện sử dụng là cần thiết cho một ứng dụng bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun thành công.

2.4.6 Lựa chọn kích thước răng bánh răng tiêu chuẩn

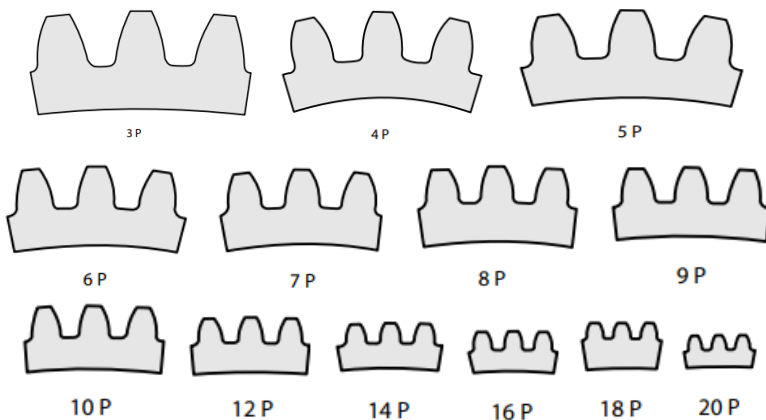
Kích cỡ răng của bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn hoặc bước răng kính (P) được xác định như một chức năng cho phép trạng thái ứng suất uốn và điều kiện vận hành ban đầu.

Từ quan điểm nghiêm ngặt về chức năng và kỹ thuật, không có lý do gì để chọn kích thước răng của bánh răng trụ răng thẳng lớn hơn yêu cầu. Tuy nhiên, việc lựa chọn bánh răng nhựa nhiệt dẻo sẽ xem xét kỹ hơn so với bánh răng kim loại.

Với một đường kính vòng chia được cho trước, kích cỡ răng của bánh răng trụ răng thẳng nhỏ hơn thường được chọn vì những lý do sau:

- Bổ sung phân bố tải trọng an toàn.
- Dung sai ép phun ít quan trọng hơn.
- Ít nhạy cảm hơn với độ biến thiên nhiệt độ, co rút sau ép phun và độ ổn định kích thước.

Hình 2.42 trình bày kích cỡ răng bánh răng trụ răng thẳng hoặc răng nghiêng tiêu chuẩn của các Bước răng (P) phổ biến nhất. Những răng bánh răng trụ răng thẳng hoặc răng nghiêng này được vẽ theo một thang đo đầy đủ kích cỡ; có thể dùng để nhanh chóng chia tỉ lệ kích thước toàn phần và các chi tiết về hình dạng răng của bánh răng trụ răng thẳng hoặc nghiêng.



Hình 2.42: Kích thước răng của bánh răng tiêu chuẩn trên bước răng kính (P) (kích thước đầy đủ)

Biên dạng răng của bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn nhỏ nhất mà

đáp ứng đầy đủ các yêu cầu về độ bền thường là lựa chọn tốt nhất.

Khi kiểm nghiệm bánh răng trụ răng thẳng dùng cho việc lựa chọn kích cỡ răng, không có giá trị nếu kiểm nghiệm gia tốc ở các tốc độ cao hơn yêu cầu của một ứng dụng đã cho. Nhiệt độ tăng sẽ gây ra hỏng hóc nhanh chóng, trong khi ở điều kiện làm việc bình thường, sản phẩm có thể hoạt động tốt.

Các điều kiện kiểm tra phải luôn được chọn để mô phỏng các điều kiện làm việc thực tế. Các ví dụ sau đây giải thích thêm về sự cần thiết của việc thử nghiệm:

- Bánh răng nhiệt dẻo của thiết bị chịu tải trong cao hoạt động không liên tục: bánh răng không nên được kiểm tra liên tục; sử dụng các chu kỳ cho phép toàn bộ các thiết bị lắp ghép hạ nhiệt độ xuống bằng nhiệt độ phòng giữa mỗi chu kỳ kiểm nghiệm.

- Bánh răng nhựa nhiệt dẻo của rèm cửa sổ hoạt động không liên tục ở tốc độ chậm: các bánh răng này được kiểm tra bằng cách cho chạy mô phỏng liên tục ở cùng một tốc độ; kết quả mô phỏng không có giá trị khi tăng nhiệt độ bề mặt răng.

- Bánh răng nhựa nhiệt dẻo của gạt nước kính chắn gió ô tô đạt đến nhiệt độ làm việc tối đa một cách nhanh chóng, ở đó chúng hoạt động gần công suất. Các bánh răng nhiệt dẻo này cần được thử nghiệm liên tục.

Bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun hoạt động gần đến giới hạn độ bền mỏi của vật liệu và thử nghiệm mô men xoắn đứt không được coi là hợp lệ trong mọi trường hợp. Nếu mô men xoắn phá hỏng gấp 8 đến 10 lần tải làm việc, thì đó là dấu hiệu chỉ ra bánh răng sẽ có tuổi thọ lâu dài trong quá trình sử dụng

Nếu hai bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp nhau có chiều dày răng tiêu chuẩn và được đưa vào ăn khớp khít, khoảng cách tâm sẽ bằng một nửa tổng bước răng tiêu chuẩn. Tuy nhiên, hai bánh răng trụ răng thẳng có chiều dày răng tiêu chuẩn chỉ có thể hoạt động ở khoảng cách tâm tiêu chuẩn nếu cả hai bánh răng trụ răng thẳng đều lý tưởng. Bất kỳ lỗi nào trong bánh răng trụ răng thẳng sẽ làm cho bề mặt răng dính lại tại một số điểm khi chúng đang hoạt động.

Khe hở cạnh răng phải được kiểm tra trước khi đi vào kiểm nghiệm. Một khi một bánh răng nhựa nhiệt dẻo bị lỗi trong quá trình kiểm nghiệm, hầu như không có khả năng xác định được liệu một khe hở cạnh răng không chính xác có phải là nguyên nhân một phần hay toàn bộ cho sự thất bại này hay không.

Việc phát triển thành công một bánh răng nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật

yêu cầu kinh nghiệm, thiết kế sản phẩm cẩn thận, nghiên cứu chi tiết trong việc lựa chọn loại nhựa nhiệt dẻo kỹ thuật tốt nhất, lựa chọn hình dạng răng của bánh răng, dung sai lắp ghép, các tài liệu kỹ thuật thích hợp, thiết kế khuôn tuyệt vời, quy trình ép phun chính xác và các kiểm nghiệm có ý nghĩa.

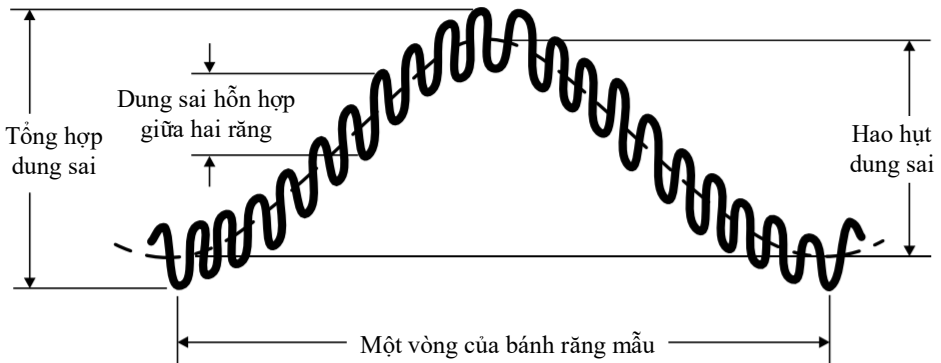
2.4.7 Dung sai tổng hợp bánh răng tiêu chuẩn

Dung sai tổng hợp của bánh răng là tổng của các dung sai bên dưới đây:

- Dung sai kích thước bước răng
- Dung sai hình dạng của profile
- Dung sai độ đảo hướng tâm
- Dung sai độ đảo mặt đầu toàn phần.

Tổng của dung sai kích thước bước răng và dung sai hình dạng của profile là dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth. Khi thêm dung sai độ đảo hướng tâm vào dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth, được một giá trị gọi là dung sai tổng hợp của bánh răng.

Khi đặt một bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun vào tâm của một thiết bị đo, thiết bị đo khoảng cách tâm làm cho bánh răng ăn khớp khít với một bánh răng cái.

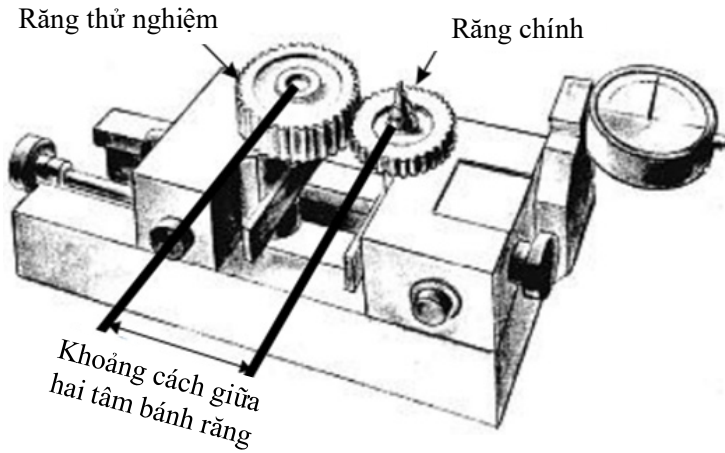


Hình 2.43: Kết quả kiểm tra đồ thị tổng hợp dung sai bánh răng

Bằng cách xoay bánh răng kiểm nghiệm đang ăn khớp khít với một bánh răng cái có độ chính xác cao trong một biến khoảng cách tâm không đổi, dung sai độ đảo hướng tâm, dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth, và dung sai tổng hợp có thể được xác định bằng cách đo và vẽ đồ thị chuyển vị hướng tâm như trình bày trong Hình 2.43.

Các thiết bị đo khoảng cách tâm rất đa dạng. Các mẫu đơn giản được trang bị một đồng hồ đo và yêu cầu người sử dụng đo và vẽ đồ thị chuyển vị hướng tâm khi cho bánh răng kiểm nghiệm quay hết 360° ăn khớp khít

với một bánh răng cái. Hình 2.44 trình bày một thiết bị đo khoảng cách tâm thủ công. Các mẫu phức tạp hơn sẽ ghi lại chuyển vị hướng tâm thông qua thiết bị điện tử trên một bảng mẫu.

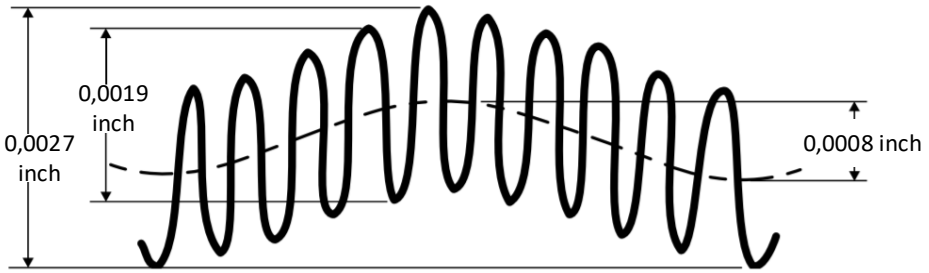


Hình 2.44: Hướng dẫn sử dụng dụng cụ đo lường khoảng cách tâm bánh răng

The American Gear Manufacturers Association (AGMA) đã phát triển một hệ thống để phân loại độ chính xác về kích thước của các hình dạng răng bánh răng theo cách phù hợp với dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth và dung sai tổng hợp tối đa cho các bánh răng tiêu chuẩn. Con số này được biết đến như The AGMA Quality Number được xác định dành cho các bánh răng tiêu chuẩn. The AGMA Quality Numbers, dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth, dung sai độ đảo hướng tâm, và dung sai tổng hợp, tương ứng với bước kính răng, số răng và đường kính vòng chia của bánh răng tiêu chuẩn đã liệt kê trong The American Gear Manufacturers Association Handbook, The Machinery's Handbook và nhiều sổ tay tham khảo khác.

Nếu một bánh răng trụ răng thẳng được gán một AGMA Quality Number là Q7, một bước răng kính là 20, số răng là 18, và đường kính vòng chia là 0,90 in, để đáp ứng các yêu cầu, thì theo tiêu chuẩn sẽ chọn dung sai độ đảo hướng tâm tối đa của bánh răng trụ răng thẳng là 0,0008 in, dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth tối đa là 0,0019 in, và dung sai tổng hợp tối đa là 0,0027 in.

Hình 2.45 trình bày một kết quả kiểm nghiệm của thiết bị đo cho bánh răng trụ răng thẳng nhiệt dẻo ép phun tiêu chuẩn đang ăn khớp khít với một bánh răng cái. Các sai lệch trong bánh răng kiểm nghiệm đạt mức tối đa cho phép của các dung sai đã chọn.



Hình 2.45: Thiết bị thử nghiệm dụng cụ đo kích thước dung sai

Để đảm bảo dung sai trong cặp bánh răng ăn khớp, hoặc khoảng cách tâm khi làm việc lớn hơn khoảng cách tâm ăn khớp khít trong tính toán một lượng bằng tổng của một nửa dung sai tổng hợp, hoặc chiều dày răng phải được làm mỏng lại bằng một lượng tương đương. Chỉ số AGMA Quality Numbers phải được chọn cho cặp bánh răng ăn khớp khi đang ở giai đoạn đầu của quá trình thiết kế và các bánh răng đã hoàn thiện phải được kiểm tra bằng cách cho chạy ăn khớp khít với một bánh răng cái, để đảm bảo không vượt quá dung sai tối đa cho phép.

Cùng với bản vẽ thiết kế bánh răng, tài liệu thiết kế bánh răng là phần không thể thiếu trong quá trình thiết kế, mà trong đó “bán kính kiểm nghiệm của răng” được xác định. Khoảng cách tâm bánh răng và bán kính kiểm nghiệm được tính toán trong ví dụ 2.5. Bán kính kiểm nghiệm răng có giá trị tối đa và tối thiểu dựa theo giá trị tối đa và tối thiểu của chiều dày răng tính toán được và dung sai tổng hợp tối đa cho phép.

❖ **Ví dụ 2.5**

Một bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn có 72 răng, một bước răng kính là 32 và một góc áp lực là 20°. Bánh răng yêu cầu độ chính xác dựa theo chỉ số AGMA Quality Number Q7. Đường kính vòng chia là 2,250 in. Tính bán kính kiểm nghiệm. Giả định bánh răng được kiểm tra bằng phương pháp đưa vào ăn khớp khít với một bánh răng cái có 64 răng, đường kính vòng chia là 2,00 in và một chiều dày răng là $(1,5708/32) = 0,00491$ in.

Từ AGMA tra được dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth là 0,0014 in và dung sai tổng hợp là 0,0032 in. Bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn có chiều dày răng tối đa là $(1,5708/32 - 0,0032) = 0,0459$ in và tối thiểu là $(0,0459 - 0,0014) = 0,0445$ in.

Đầu tiên, tính khoảng cách tâm giữa hai bánh răng, khi chiều dày bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn là 0,0459 in và 0,0445 in.

$$C = \frac{(N_G + N_M) \cos \theta}{2 \times P \times \cos \theta_1} \tag{2.8}$$

Trong đó:

C = Khoảng cách tâm ăn khớp khít (in)

N_G = Số răng bánh răng

N_M = Số răng bánh răng cái

P = Bước răng kính

θ = Góc áp lực (độ)

$$\theta_1 = \text{Góc liên quan đến đường thân khai} = \frac{P(t_G + t_M) - \pi}{N_G + N_M} + inv\theta$$

t_G = Chiều dày răng của bánh răng (in)

t_M = Chiều dày răng của bánh răng cái (in)

$N_G = 72, N_M = 64, \theta = 20^\circ, P = 32, t_G = 0,0459 / 0,0445, t_M = 0,0491$

$$inv\theta_1 = \frac{32(0,0459 + 0,0491) - 3,1416}{72 + 64} + 0,014904 = 0,0141564$$

$$\theta_1 = 19,66^\circ, \cos \theta_1 = 0,9417, C = \frac{(72+64) \times 0,939692}{2 \times 32 \times 0,9417} = 2,1204$$

$$inv\theta_1 = \frac{32(0,0445 + 0,0491) - 3,1416}{72 + 64} + 0,014904 = 0,013827$$

$$\theta_1 = 19,51^\circ, \cos \theta_1 = 0,94258, C = \frac{(72+64) \times 0,939692}{2 \times 32 \times 0,94258} = 2,1184$$

$$\text{Khoảng cách tâm ăn khớp khít (C)} = \frac{2,1204}{2,1184} \text{ in}$$

Cuối cùng, cộng $\frac{1}{2}$ giá trị của dung sai tổng hợp vào khoảng cách tâm ăn khớp khít lớn nhất, trừ khoảng cách tâm ăn khớp khít nhỏ nhất cho một nửa giá trị của dung sai tổng hợp và lấy hai kết quả trên trừ một nửa đường kính vòng chia.

$$2,1204 + (0,0032 / 2) - (2,00 / 2) = 1,122$$

$$2,1184 - (0,0032 / 2) - (2,00 / 2) = 1,116$$

$$\text{Bán kính kiểm nghiệm} = \frac{1,122}{1,116} \text{ in}$$

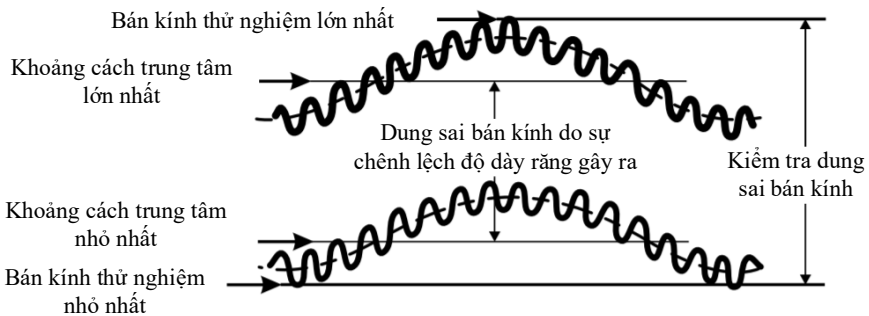
Hình 2.46 trình bày chiều dày răng và dung sai bán kính kiểm nghiệm giữa các bánh răng.

Hình 2.46 mô tả dung sai bán kính kiểm nghiệm là hiệu số giữa bán kính kiểm nghiệm lớn nhất của bánh răng trụ răng thẳng và bán kính kiểm nghiệm nhỏ nhất của bánh răng cái. Chiều dày răng bánh răng trụ răng thẳng khác chiều dày răng bánh răng trụ răng cái, một lượng tương đương dung sai chuyển vị hướng tâm có được bởi hiệu số chiều dày răng được tìm

thấy trong cả hai bánh răng. Nếu dung sai tổng hợp trong mỗi bánh răng là nhỏ hơn dung sai tối đa cho phép, thì dung sai chuyển vị hướng tâm sẽ lớn hơn hiệu số chiều dày răng được tính lớn nhất và chiều dày răng được tính nhỏ nhất như quy định trên bảng vẽ. Do đó, bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn sẽ được chấp nhận nếu bán kính kiểm nghiệm đã được kiểm tra nằm trong giá trị quy định nhỏ nhất và lớn nhất. Đó là lý do tại sao chiều dày răng trình bày trên bản vẽ như một “thông số kỹ thuật cơ bản” chứ không phải được đưa vào số liệu “chế tạo và kiểm tra”.

Sau khi lựa chọn số răng cho bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn, hình dạng răng, góc nghiêng và AGMA Quality Number, sau khi xác định chiều dày răng, số liệu bánh răng còn lại thu được bằng các tính toán toán học của hệ thống lắp ghép bánh răng, bao gồm các dung sai khác nhau được yêu cầu cho thiết kế.

Việc xác định độ chính xác và chiều dày răng của bánh răng nhựa nhiệt dẻo có bán kính thử nghiệm giúp loại trừ mọi khả năng hiểu sai và làm cho việc kiểm tra trở nên đơn giản và nhanh chóng. Nếu bánh răng kiểm tra trong các giá trị lớn nhất và nhỏ nhất quy định cho bán kính thử nghiệm và nếu nó thỏa mãn dung sai tổng hợp và dung sai tối đa giữa răng và răng thì thiết kế bánh răng là chính xác.



Hình 2.46: Đo dung sai kiểm tra so sánh giữa các bánh răng

2.5 Dung sai và độ co rút của bánh răng nhựa nhiệt dẻo

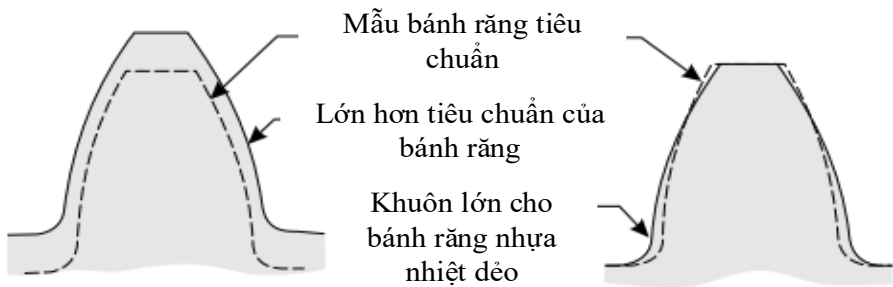
Bộ truyền bánh răng nhiệt dẻo ép phun có độ chính xác như bộ truyền bánh răng kim loại được gia công. Cho dù bánh răng nhiệt dẻo ép phun hay bánh răng kim loại được gia công thì đều được đặc trưng bằng trị số AGMA Quality Number Q8, và cả hai đều có cùng giá trị dung sai. Tuy nhiên, bộ truyền bánh răng nhựa nhiệt dẻo vẫn chưa được ép phun với độ chính xác cao nhất có thể đạt được như khi gia công cơ; bộ truyền bánh răng đòi hỏi độ chính xác cao như vậy chiếm tỷ lệ rất nhỏ trên thị trường.

Tất cả vật liệu đều co rút lại khi chuyển từ thể rắn sang thể lỏng và

chuyển tiếp từ thể lỏng trở lại thể rắn ban đầu, trong quá trình vật liệu hạ nhiệt dần đến nhiệt độ phòng. Do đó, tất cả lòng khuôn phải được làm lớn hơn bánh răng ép phun để bù đắp cho ảnh hưởng của hệ số co rút khuôn gây ra bởi nhựa nhiệt dẻo, ví dụ: nếu bánh răng ép phun có đường kính vòng đỉnh là 1,500 in và nhựa nhiệt dẻo có độ co rút khuôn là 0,020 in/in, đường kính vòng đỉnh của lòng khuôn phải đạt là 1,530 in.

Hình 2.47, hình minh họa bên trái, trình bày một sự phóng đại của hình dạng răng bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn (nét đứt) có bước răng kính là 32, góc áp lực là 20° , và biên dạng của hình dạng răng bánh răng trụ răng thẳng ngoại cỡ tiêu chuẩn. Hình minh họa bên phải trình bày biên dạng của hình dạng răng bánh răng trụ răng thẳng nhiệt dẻo ép phun đạt được bằng một lòng khuôn ngoại cỡ và một hình dạng răng bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn (nét đứt).

Hình dạng răng bánh răng trụ răng thẳng nhiệt dẻo ép phun có sự khác nhau đáng kể so với bánh răng trụ tiêu chuẩn. Dày hơn ở phần chân và mỏng hơn ở phần đầu; dẫn đến một góc áp lực lớn hơn là 25° , như trình bày trong Hình 2.47, hình minh họa bên phải.



Hình 2.47: So sánh hình thức khác nhau của bánh răng

Độ co rút khuôn của răng trong lòng khuôn phải được bù cẩn thận, do đó, khi mà bánh răng nhiệt dẻo ép phun nguội và trở nên ổn định, bánh răng sẽ có hình dạng răng chính xác. Thiết kế khuôn của bánh răng trụ răng nghiêng sẽ phức tạp hơn; độ co rút khuôn dọc trục (chéo chiều dòng chảy) khá khác với độ co rút khuôn hướng tâm (theo chiều dòng chảy). Việc bù đắp một cách chính xác độ co rút khuôn của một bánh răng yêu cầu kỹ sư thiết kế khuôn phải hiểu kỹ về hình học bánh răng, miệng phun, hệ thống thoát khí, hệ thống làm nguội, quy trình và có kinh nghiệm đáng kể về trạng thái co rút khuôn của nhựa nhiệt dẻo.

Tầm quan trọng của việc bù đắp chính xác cho sự co ngót của khuôn nhựa nhiệt dẻo không thể được nhấn mạnh quá mức. Ví dụ: kết quả kiểm

tra dung sai dụng cụ đo khoảng cách của bánh răng trung tâm được thể hiện trong Hình 2.45 bánh răng này có tổng dung sai lắp ghép là 0,0027 in và dung sai lắp ghép từ răng tới răng là 0,0019 in. Nếu dung sai lắp ghép từ răng tới răng ở mức tối đa, thì dung sai biến dạng phải giữ ở mức là 0,0008 in. Nếu dung sai lắp ghép từ răng đến răng giảm xuống là 0,0005 in, con số dễ đạt được nếu thiết kế và xây dựng khuôn một cách chính xác, dung sai biến dạng có thể lên đến 0,0022 in. Tại vì kiểm soát dung sai biến dạng khó hơn kiểm soát dung sai lắp ghép, điều quan trọng là hình dạng bánh răng đúc bằng nhựa nhiệt dẻo phải chính xác nhất có thể (chính xác hơn so với bánh răng kim loại gia công tương đương).

Co rút khuôn không ảnh hưởng đến độ chính xác, tuy nhiên vẫn có một vài sự thay đổi nhỏ trong co rút khuôn trong quá trình sản xuất đúc. Nó không phải là một thực tế hiếm gặp đối với các nhà thiết kế sản phẩm để xác định dung sai phạm vi hẹp cho đường kính vòng đỉnh của bánh răng nhựa nhiệt dẻo và để mọi thứ khác mở rộng. Điều này có thể thực hiện nếu giả thiết rằng đường kính bên ngoài của bánh răng đúc là thước đo độ chính xác cho toàn bộ tổng thể và là kích thước dễ nhất để đo lường. Trong thực tế, dung sai đường kính vòng đỉnh đảm bảo rằng tất cả các dung sai trong bánh răng đúc sẽ có cùng kích thước dung sai từ một bánh răng đến bánh răng kế tiếp. Trừ những trường hợp hiếm hoi, đường kính bên ngoài của một bánh răng nằm trong giới hạn thì sẽ không có hậu quả. Nếu quy định độ dày xung quanh răng của bánh răng đúc là +0,000/0,001 in, khi đó đường kính vòng đỉnh phải được thay đổi trong một dung sai tối thiểu 0,0027 in trong trường hợp góc ăn khớp 20° theo AGMA Quality Numbers Q7.

2.6 Bánh răng nghiêng tiêu chuẩn

Một bánh răng trụ răng nghiêng về cơ bản là một bánh răng trụ răng thẳng mà các răng cắt ngang mặt theo dạng hình xoắn quanh trục. Bánh răng nghiêng được ứng dụng nhiều hơn so với bánh răng thẳng trong nhiều trường hợp vì độ mượt, êm ái hơn khi vận hành với ít khả năng dẫn đến bị kẹt.

Tuy nhiên, không chỉ đòi hỏi biên dạng răng lý tưởng mà còn phải so khớp chính xác các góc xoắn. Các điều kiện này khó có thể thực hiện được, đặc biệt khi các bánh răng ăn khớp được làm từ các vật liệu không tương đồng.

Bánh răng trụ răng nghiêng tạo ra các lực đẩy dọc trục làm phát sinh nhiều vấn đề. Nên không thể dùng các góc xoắn lớn hơn 15°. So với bánh răng trụ răng thẳng có cùng kích cỡ răng, bánh răng trụ răng nghiêng sẽ

có độ bền răng được cải thiện hơn chút. Các góc xoắn nhỏ được dùng rất phổ biến, điều này có thể bị bỏ qua khi xác định bước răng kính và chỉ nên được xem xét như một hệ số an toàn phụ.

Bánh răng trụ răng nghiêng có răng thành hình trên một đường xoắn ốc quay quanh đường tâm của trục bánh răng. Bánh răng trụ răng nghiêng có hiệu suất cao (98-99%) và thường được dùng khi có tốc độ cao và công suất lớn. Bánh răng có răng nghiêng hoặc trái hoặc phải và có nhiều góc xoắn khác nhau. Các góc xoắn này khiến cho cặp bánh răng tạo ra sức ép dọc trục lên các ổ lăn đang mang trục. Cần có các phương pháp để làm cân bằng các lực đẩy trong các ổ trục. Các công thức thiết kế cho bánh răng trụ răng nghiêng tương tự với các công thức dành cho bánh răng trụ răng thẳng, với vài sửa đổi để tính đến góc xoắn.

Biên dạng răng thân khai thường được dùng cho bánh răng trụ răng nghiêng mà sự khác biệt nhỏ trong khoảng cách tâm sẽ không ảnh hưởng đến hoạt động của các răng. Bánh răng trụ răng nghiêng đòi hỏi độ hoàn hảo trong từng răng và sự chính xác của góc xoắn từ đó có thể có được hoạt động tốt nhất.

Bảng 2.6: Các công thức cơ bản khi biết đường kính bước (P)

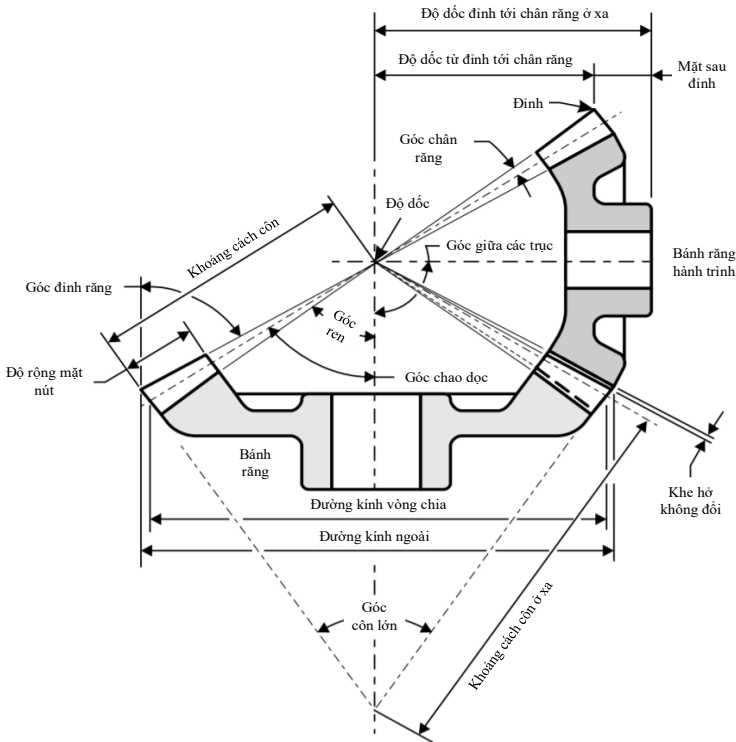
Tìm	Quy tắc	Phương trình
Chiều cao đỉnh răng	Lấy 1 chia cho đường kính bước	$a = \frac{1}{P}$
Chiều cao bước ren của răng	Nhân đường kính bước với 3,1416 x cos(góc nghiêng)	$L = \pi \times D_P \times \cot \psi$
Khoảng cách tâm	Tổng đường kính vòng chia của 2 bánh răng chia 2	$C = \frac{D_{P1} + D_{P2}}{2}$
Chiều cao răng	Lấy 2,157 chia cho đường kính bước	$h_t = \frac{2,157}{P}$
Chiều dày răng	Lấy 1,571 chia cho đường kính bước	$t = \frac{1,571}{P}$
Đường kính vòng chia	Chia số răng của bánh răng cho đường kính vòng chia nhân cos (góc nghiêng)	$D_P = \frac{N}{P \times \cos \psi}$
Đường kính vòng đỉnh	Tổng của đường kính vòng chia với 2 lần chiều cao đỉnh răng	$D_O = D_P + 2 \times a$

2.7 Bánh răng côn răng thẳng tiêu chuẩn

Tiêu chuẩn của bánh răng côn răng thẳng được áp dụng rộng khắp trong hộp số, để cho ra góc quay như ý muốn cũng như cung cấp hiệu suất cao trong quá trình làm việc. Chúng cũng được dùng để chuyển đổi công suất từ trục ra mọi góc khác nhau. Bánh răng côn với răng được làm theo dạng thẳng cũng như dạng răng xoắn, cũng như hẹp dần theo cả độ dày và chiều cao để đạt gần như bằng không ở trục của bánh răng.

Hình 2.48 cho thấy một bánh răng côn răng thẳng tiêu chuẩn; răng của bánh răng được định hình với tất cả các bộ phận trên mặt phẳng mà mặt phẳng đó sẽ cắt ở trục của bánh răng. Hình dáng răng của bánh răng côn phải được vuốt nhọn ở cả hai phương diện độ dày và cao, với phần ngoài cùng (phần gót) dài hơn phần trong cùng (hoặc phần đầu). Bảng 2.7 được dùng để tính toán các giá trị phổ biến được yêu cầu với nón và răng. Bánh răng hình côn gây ra cả lực ngang và lực hướng tâm lên trục đỡ bằng ổ đỡ trục. Nếu bánh răng côn có quá ít răng, hiện tượng phá cốt sẽ là vấn đề lớn.

Với tải lớn được tác dụng lên bánh răng côn lớn, lực ngang trên bánh răng có thể trở thành một ứng suất lớn đáng quan ngại và việc sử dụng gân là không được khuyến khích.



Hình 2.48: Bánh răng côn răng thẳng tiêu chuẩn

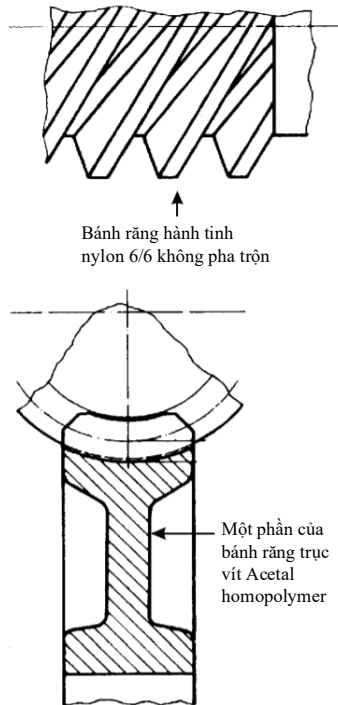
Bảng 2.7: Bánh răng côn răng thẳng 20° cho góc trục 90°

Mục	Bánh răng hành trình	Bánh răng
Chiều cao làm việc	$h_K = \frac{2}{P}$	$h_K = \frac{2}{P}$
Chiều cao răng	$h_t = \frac{2,188}{P} + 0,002$	$h_t = \frac{2,188}{P} + 0,002$
Đường kính vòng chia	$D_P = \frac{N_P}{P}$	$D_G = \frac{N_G}{P}$
Góc chao dọc	$\beta = \tan^{-1} \frac{N_P}{N_G}$	$\varphi = 90^\circ - \beta$
Khoảng cách côn	$C_D = \frac{D_P}{2 \sin \varphi}$	$C_D = \frac{D_P}{2 \sin \varphi}$
Bước ren	$P = \frac{\pi}{P}$	$P = \frac{\pi}{P}$
Chiều cao đỉnh răng	$a_P = h_K - a_G$	$c = h_t - h_K$
Chiều cao chân răng	$b_P = \frac{2,188}{P} - a_P$	$b_G = \frac{2,188}{P} - a_G$
Khoảng hở hướng tâm	$c = h_t - h_K$	$c = h_t - h_K$
Góc chân răng	$\delta_P = \tan^{-1} \frac{b_P}{C_D}$	$\delta_G = \tan^{-1} \frac{b_G}{C_D}$
Góc đỉnh răng	$\gamma_F = \gamma + \delta_G$	$\varphi_F = \varphi - \delta_P$
Góc chân ren	$\gamma_R = \gamma - \delta_P$	$\varphi_R = \varphi - \delta_G$
Đường kính vòng đỉnh	$D_{OP} = D_P + 2 \times a_P \cos \gamma$	$D_{OP} = D_G + 2 \times a_P \cos \gamma$
Độ dốc đỉnh đến thân răng	$X_P = \frac{D_G}{2} - a_P \sin \gamma$	$X_G = \frac{D_P}{2} - a_G \sin \gamma$
Chiều dày vòng chia	$t_P = P - t_G$	$t_G = \frac{P}{2} - (a_P - a_G) \tan \phi$

Độ dài cung răng	$a_{CP} = a_p + \frac{t_p^2 \cos \gamma}{4D_p}$	$a_{CP} = a_p + \frac{t_G^2 \cos \varphi}{4D_G}$
Góc răng	$\frac{3438}{C_D} \times \left(\frac{t_p}{2} + b_p \tan \phi \right)$	$\frac{3438}{C_D} \times \left(\frac{t_p}{2} + b_p \tan \phi \right)$
Chiều rộng giới hạn	$\frac{C_D - F}{C_D} \times (t_G - 2b_p \tan \phi)$	$\frac{C_D - F}{C_D} \times (t_G - 2b_p \tan \phi)$

2.8 Tiêu chuẩn bánh răng trục vít

Hầu hết các bánh răng trục vít được gia công chế tạo với hình dạng là một đường tiếp xúc có độ dài nhất định trên trục vít. Bởi vì hệ thống này không thể dễ dàng được áp dụng trên các bánh răng nhựa nhiệt dẻo, thiết bị xoắn ốc đơn giản thường được sử dụng. Do đó, tải được truyền trên các điểm tiếp xúc rất nhỏ. Điều đó có thể dẫn đến áp lực quá mức, nhiệt độ bề mặt và hao mòn. Do đó, một bánh răng xoắn ốc với một trục vít có khả năng hạn chế và cần được tra cứu cẩn thận.

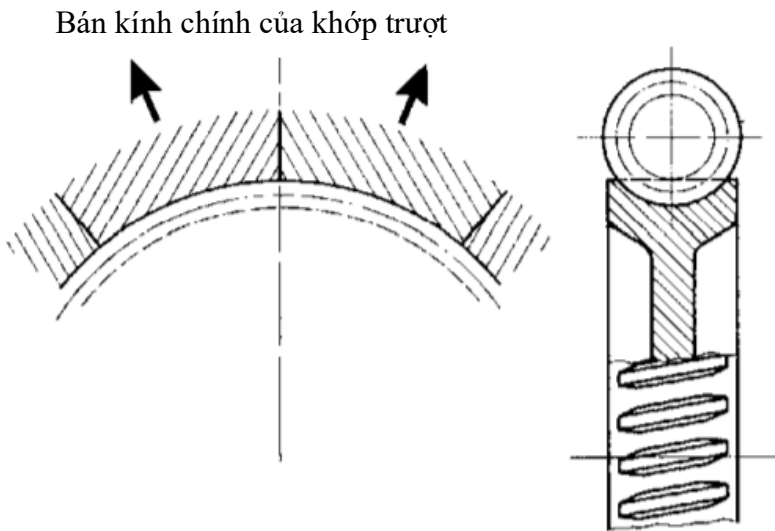


Hình 2.49: Một phần của hệ thống bánh răng trục vít nhựa nhiệt dẻo

Nhiều nỗ lực đã được thực hiện, nhằm cải thiện sự hao mòn và tăng truyền tải bằng cách thay đổi các điểm tiếp xúc thành các đường tiếp xúc. Hình 2.49 trình bày một ứng dụng thực tế chứng minh việc sử dụng nylon 6/6 không pha trộn cho bánh răng hành tinh và acetal homopolymer cho bánh răng trục vít.

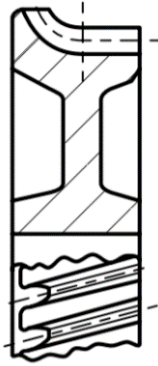
Hình 2.49 trình bày một phần phun vào khuôn bánh răng trục vít với nhựa độ nhớt cao acetal homopolymer, sự ăn khớp với bánh răng hành tinh được làm từ nylon 6/6 đồng chất cho một cơ cấu điều khiển bằng tay. Các kết quả undercut từ khe hẹp khoảng 4% và do đó có thể được đẩy ra khỏi khuôn dễ dàng. Đáng chú ý là các trục vít đặc biệt không thể được ép phun trong khuôn 2 tấm với mặt phân khuôn ở giữa. Bởi vì góc đầu 31° lớn hơn góc áp suất thông thường là 20° , điều này dẫn đến một đường cắt dọc theo đường chia, do trục vít phải được tháo ra khỏi khuôn. Nguyên tắc ép phun này và đẩy bánh răng trục vít ra khỏi khuôn được sử dụng trong một số ứng dụng, mặc dù nó đòi hỏi kinh nghiệm xử lý và kỹ năng tốt để thiết kế và cân công cụ thích hợp.

Hình 2.50 trình bày một thiết bị gạt nước kính chắn gió ô tô được làm bằng acetal homopolymer có độ nhớt cao, được phun theo một cách khác. Do phần undercut khoảng 7% và cấu trúc cứng, việc đẩy bánh răng trục vít ra khỏi khuôn trở nên bất khả thi. Để giải quyết vấn đề này, khuôn được làm bằng 9 lõi trượt xuyên tâm, mỗi lõi bao gồm sáu răng. Quy trình ép phun này tạo ra một thiết bị tuyệt vời, nhưng khuôn bánh răng chỉ có một khoảng mở duy nhất, gây ra chi phí dụng cụ và sản xuất khá cao.

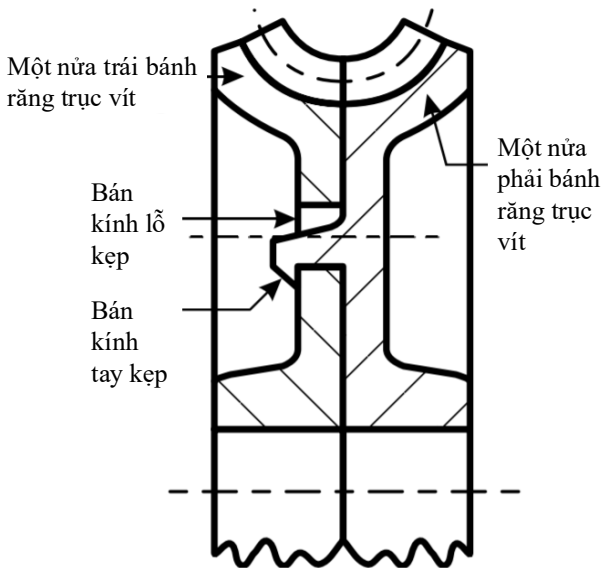


Hình 2.50: Khuôn bánh răng trục vít với bán kính 9 khớp trượt

Hình 2.51 trình bày một cần gạt nước kính chắn gió ô tô khác với một nửa rãnh bánh răng trực vít được dựa trên một giải pháp trung gian. Nó bao gồm một nửa rãnh và một phần bánh răng xoắn ốc. Sự tiếp xúc của răng diễn ra trên phần cong, trong khi phần xoắn ốc chỉ giúp cải thiện độ bền của răng và mô men xoắn. Mặc dù không lý tưởng, tuy nhiên giải pháp này cung cấp một lợi thế đáng kể trên một thiết bị xoắn ốc tiêu chuẩn đơn giản.



Hình 2.51: Một nửa rãnh thắt bánh răng trực vít



Hình 2.52: Tách bánh răng trực vít acetal homopolymer

Hình 2.52 trình bày vết nứt của bánh răng trực vít được tách đôi làm bằng acetal homopolymer. Hai nửa bánh răng trực vít được thiết kế sao cho mỗi thành phần được ép khuôn bằng cách sử dụng cùng một lòng khuôn. Hai nửa bánh răng trực vít được lắp ráp sau khuôn bằng cách xoay 180° cho đến khi đối diện nhau và ép cả hai thành phần cho đến khi chúng được

gắn với nhau. Cơ chế khớp vừa vặn cung cấp hành động định tâm với các răng được căn chỉnh hoàn hảo bằng phương pháp lắp khớp vào lỗ tương ứng. Cơ chế khớp vừa vặn cung cấp hành động định tâm với các răng được căn chỉnh hoàn hảo bằng các chốt phù hợp với các lỗ tương ứng. Một lòng khuôn duy nhất cung cấp một cụm bánh răng hoàn chỉnh được gắn với nhau bằng phương pháp lắp khớp, hàn siêu âm hoặc đính tán. Bánh răng trục vít có thể được làm rộng đến mức cần thiết, chỉ giới hạn bằng cách ăn khớp thích hợp. Tách khuôn bánh răng trục vít được khuyến cáo cho đường kính bánh răng hơn yêu cầu hiệu suất cao hơn trong ứng dụng sử dụng cuối.

Cần lưu ý những hạn chế sau đây khi thiết kế bánh răng trục vít so với bánh răng xoắn ốc tiêu chuẩn:

- Chi phí gia công cao hơn.
- Yêu cầu định tâm cao của bánh răng hành tinh và bánh răng. Ngay cả những chuyển vị nhỏ cũng khiến tải trọng chỉ được mang theo một phần chiều rộng răng, dẫn đến tăng độ mòn hoặc hỏng nhanh chóng.
- Sự truyền động của bánh răng trục vít phải có sự khác biệt với các góc dẫn, cái mà phải ăn khớp hoàn toàn với nhau.
- Các bánh răng hành tinh và bánh răng phải được lắp ráp theo một cách nhất định. Nếu cho ví dụ, bánh răng hành tinh được gắn đầu tiên vào vỏ, tách bánh răng trục vít hoặc một nửa rãnh thất bánh răng chỉ có thể được thêm vào theo hướng xuyên tâm, trong khi bánh răng xoắn ốc tiêu chuẩn có thể được gắn từ bên cạnh.

2.9 Phân tích tiêu chuẩn bánh răng trục vít

Nhiệt độ tăng không chỉ là kết quả của tốc độ và tải, mà còn bị ảnh hưởng bởi các yếu tố khác, chẳng hạn như thiết kế tổng thể, tản nhiệt qua vỏ, làm mát bổ sung bằng quạt thổi bên ngoài hoặc nhiệt được truyền vào bánh răng từ động cơ điện. Một yếu tố quan trọng khác là hiệu quả của việc bôi trơn ban đầu, yếu tố này thường quyết định tổng thời gian sử dụng. Đối với loại trục vít thường được sử dụng (trục vít một đầu môi và trục vít răng xoắn), tiếp xúc điểm xảy ra giữa các răng ăn khớp, hạn chế khả năng chịu tải cao của bộ truyền bánh răng loại này. Tiếp xúc điểm này có thể được tăng lên nhờ các thiết kế trục vít khác nhau đã được thảo luận trước đây.

Các phương trình phổ biến tương tự được trình bày cho bánh răng trụ răng nghiêng có thể được áp dụng cho trục vít. Cần áp dụng hệ số an toàn (2-3) để tính đến ứng suất tập trung do tiếp xúc điểm gây ra.

Một số vấn đề trong thiết kế bánh răng trục vít là tốc độ trượt cao làm tăng nhiệt độ răng và dẫn đến năng suất thấp và tốc độ mòn răng cao hơn.

Do đó, đề xuất rằng việc sử dụng acetal homopolymer trong bánh vít hoặc trục vít bị hạn chế ở mức tải thấp và giảm vận tốc ma sát dưới 250 feet/phút cho các ứng dụng này.

Phương trình được sử dụng để xác định vận tốc ma sát là:

$$V_R = \frac{D_P \times n}{12 \times \cos \alpha}$$

Trong đó:

V_R : vận tốc ma sát (fpm)

D_P : đường kính bánh vít (in)

n : số vòng quay trục vít (vòng/phút)

α : góc nghiêng (độ)

Vận tốc ma sát khoảng 500 feet/phút có thể được dùng cho bộ truyền trục vít làm từ acetal homopolyme, khi các bộ truyền trục vít được bôi trơn liên tục.

2.10 Thiết kế bánh răng nhựa

Thiết kế bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun và thiết lập các yêu cầu sản xuất và kiểm soát chất lượng cho bánh răng sản xuất hàng loạt sẽ tốn nhiều thời gian kỹ thuật để làm việc với các tính toán bánh răng phức tạp. Người thiết kế sẽ cần vài cuốn sổ tay thiết kế và các tiêu chuẩn bánh răng, thông số kỹ thuật của vật liệu nhựa nhiệt dẻo, hiểu các đặc điểm của công nghệ ép phun, một bộ bảng toán học, một máy tính hoặc một máy tính cầm tay và vô số giờ để cố gắng đạt được một thiết kế bánh răng phù hợp.

Việc thiết kế bánh răng nhựa cần lưu ý những điểm sau:

- Công suất truyền.
- Tỷ số truyền bánh răng yêu cầu.
- Kiểu bánh răng và biên dạng hình học của răng.
- Loại vật liệu nhựa để ép phun bánh răng.
- Dung sai bánh răng.
- Nhiệt độ khi hoạt động và bôi trơn.
- Dung sai khoảng cách tâm trục, chỉnh tâm cho vỏ ngoài, dung sai độ đảo toàn phần cho ổ lăn.

Công ty ABA (ABA Tool & Die Company, Inc.) và Công nghệ bánh răng nhựa (Plastic Gearing Technology, Inc) từ Manchester, Connecticut đã phát triển ra bốn hệ thống thiết kế cho răng đó là PGT-1, PGT-2, PGT-3, and PGT-4 để làm tiêu chuẩn cho bánh răng nhựa. Công ty cũng đã phát triển Sổ tay Thiết kế bánh răng nhựa và phần mềm máy tính PGT. Ngoài

ra, công ty còn cung cấp bánh răng nhựa và dịch vụ thiết kế khuôn chính xác.

Hệ thống thiết kế răng PGT chỉ dùng cho kiểu bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng. Các công thức tính toán, mẫu thiết kế, thông số và bản vẽ đều được trình bày trong hệ thống PGT.

Quá trình phun ép nhựa cho phép bánh răng được thiết kế tự do. Người thiết kế được tự do thiết kế hình dạng hình học cho răng và chọn bước răng phù hợp. So với phương pháp thiết kế theo tiêu chuẩn, phương pháp này không làm tăng chi phí gia công.

Khi răng chịu tải, răng dẫn bị chệch khỏi vị trí ăn khớp răng bị dẫn của cặp bánh răng ăn khớp. Khi thiết kế bánh răng nhựa nên cho thêm góc áp lực. Răng thường sẽ mỏng từ nửa dưới lên phía trên đỉnh răng, giúp giảm tải răng. Giữa hai răng trên bánh răng thường có góc lượn chân để tăng độ bền mỏi và hiệu suất làm việc cho bánh răng nhựa thiết kế theo hệ thống PGT.

2.10.1 Bánh răng thẳng và nghiêng kiểu PGT-1

Bánh răng kim loại bước nhỏ tiêu chuẩn thường có khoảng hở giữa đỉnh răng và chân răng của cặp bánh răng ăn khớp hơn so với bánh răng bước lớn. Mục đích là để tăng khả năng chịu mài mòn sau một thời gian sử dụng.

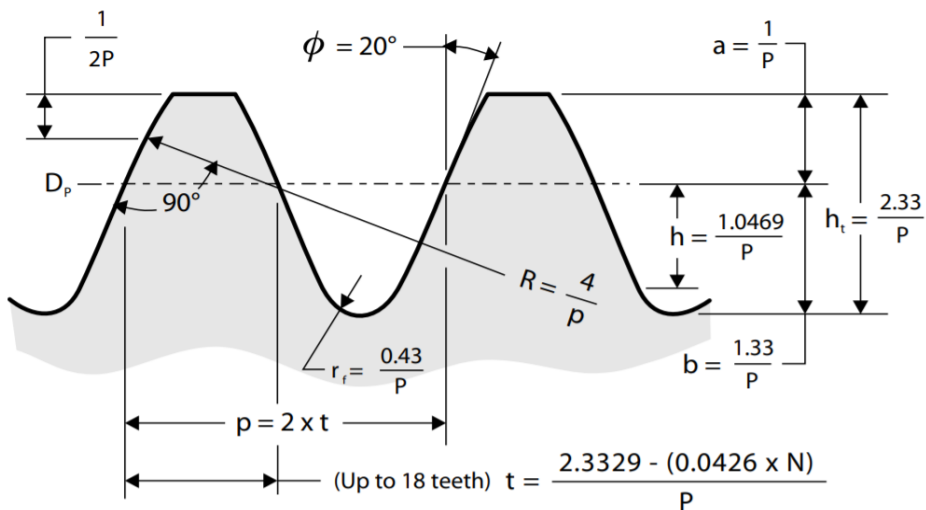
Thiết kế kiểu PGT-1 cho bánh răng nhựa răng thẳng và răng nghiêng phù hợp cho bánh răng bước nhỏ và lớn.

Bánh răng bước nhỏ có bước răng kính (P) là 20 trở lên, dưới 20 là cho bánh răng lớn.

Hình 2.53 bên dưới là thông số thiết kế của bánh răng PGT-1 với góc áp lực 20° và các công thức tính toán các kích thước liên quan được phát triển bởi công ty Plastic Gearing Technology.

Bánh răng kiểu PGT-1 với bước răng nhỏ ứng dụng cho bánh răng công cụ nên có răng dài hơn so với răng tiêu chuẩn. Hệ số dẫn nhiệt tuyến tính tương đối lớn của nhựa nhiệt dẻo dùng trong ép phun bánh răng nhựa tận dụng được thiết kế kiểu răng PGT-1 với răng dài hơn theo yêu cầu của cơ cấu truyền động. Một cặp bánh răng PGT-1 ăn khớp với bước răng nhỏ phải được thiết kế sao cho chúng không kết dính vào nhau ở trường hợp điều kiện nhiệt độ cao nhất. Bánh răng nhựa kiểu PGT-1 thường được ứng dụng trong cơ cấu đồng hồ điện, các cơ cấu điều khiển, dụng cụ đo, camera và các ứng dụng tương tự khác.

Bảng 2.8, 2.9, 2.10 và 2.11 cung cấp các giá trị đã được tính sẵn cho chiều dày răng (t), đường kính vòng đỉnh (D_o) và đường kính vòng đáy (D_r) cho hầu hết số răng với bước răng kính (P) là 1. Với bước răng kính khác, chia giá trị được chọn cho bước răng kính tương ứng.



$$D_p = D_o - 2a, \quad D_o = \frac{1}{P} [(N - 2.3158) + 2.7475 \times t \times P],$$

$$D_R = \frac{1}{P} [(N - 6.9758) + 2.7475 \times t \times P]$$

P = bước răng kính, p = bước răng vòng, 20° = góc áp lực (ϕ), a = chiều cao đỉnh răng, b = chiều cao chân răng, h_t = chiều cao răng, r_f = bán kính bo, h = độ sâu tiếp tuyến với bán kính bo, t = bề dày răng, N = số răng, D_R = đường kính chân răng, D_o = đường kính ngoài, D_p = đường kính vòng chia, R = bán kính tiếp tuyến đỉnh răng.

Hình 2.53: Thiết kế bánh răng kiểu PGT-1
(theo Plastic Gearing Technology Inc.)

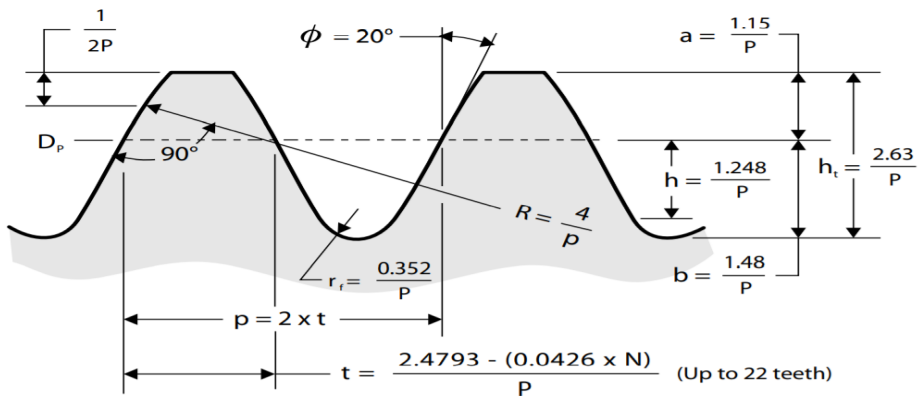
Bảng 2.8: Thông số thiết kế răng bánh răng nhựa kiểu PGT-1
(theo Plastic Gearing Technology Inc.)

Số răng (N)	Bề dày vòng răng nhỏ nhất ($t \times P$) in	Đường kính ngoài ($D_o \times P$) in	Đường kính chân răng ($D_R \times P$) in
6	2.0773	8.9254	4.7316
7	2.0347	9.9477	5.6145
8	1.9921	10.9578	6.4975
9	1.9495	11.9577	7.3805
10	1.9069	12.9234	8.2634
11	1.8643	13.8064	9.1464
12	1.8217	14.6893	10.0293
13	1.7791	15.5723	11.9123
14	1.7365	16.4553	11.7952
15	1.6939	17.3382	12.6782
16	1.6513	18.2212	13.5611
17	1.6087	19.1041	14.4441
18	1.5708	20.0000	15.3400

2.10.2 Bánh răng thẳng và răng nghiêng kiểu PGT-2

Bảng 2.9: Thông số thiết kế răng bánh răng nhựa kiểu PGT-2
(theo Plastic Gearing Technology Inc.)

Số răng (N)	Bề dày vòng răng nhỏ nhất (t x P) in	Đường kính ngoài (D _O x P) in	Đường kính chân răng (D _R x P) in
6	2.2237	9.0970	4.8338
7	2.1811	10.1247	5.7168
8	2.1385	11.1398	6.5997
9	2.0959	12.1446	7.4827
10	2.0533	13.1405	8.3656
11	2.0107	14.1287	9.2486
12	1.9681	15.3915	10.1316
13	1.9255	16.0852	11.0145
14	1.8829	17.0549	11.8975
15	1.8403	18.0196	12.7804
16	1.7977	18.9234	13.6634
17	1.7551	19.8064	14.5463
18	1.7125	20.6893	15.4293
19	1.6699	21.5723	16.3123
20	1.6273	22.4552	17.1952
21	1.5847	23.3382	18.0782
22	1.5708	24.3000	19.0400



$$D_o = \frac{1}{P} [(N - 2.0158) + 2.7475 \times t \times P],$$

$$D_r = D_o - 2 a,$$

$$D_r = \frac{1}{P} [(N - 7.2758) + 2.7475 \times t \times P]$$

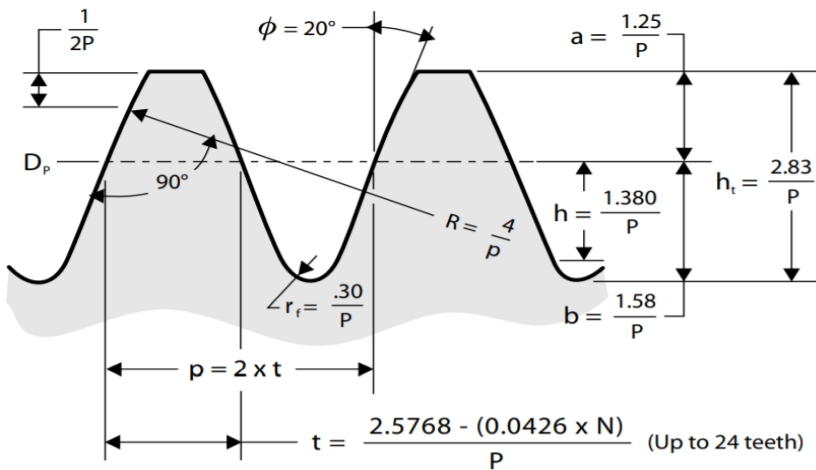
P = bước răng kính, p = bước răng, 20° = góc áp lực (φ), a = chiều cao đỉnh răng, b = chiều cao chân răng, h_t = chiều cao răng, r_f = góc lượn chân răng, h = độ sâu tiếp tuyến với góc lượn chân răng, t = chiều dày răng, N = số răng, D_R = đường kính vòng đáy răng, D_O = đường kính vòng đỉnh, D_p = đường kính vòng chia, R = bán kính tiếp tuyến đỉnh răng.

Hình 2.54: Thiết kế bánh răng kiểu PGT-2
(theo Plastic Gearing Technology Inc.)

2.10.3 Bánh răng thẳng và răng nghiêng kiểu PGT-3

Bảng 2.10: Thông số thiết kế răng bánh răng nhựa kiểu PGT-3
(theo Plastic Gearing Technology Inc.)

Số răng (N)	bề dày vòng răng nhỏ nhất (t x P) in	Đường kính ngoài (D _o x P) in	Đường kính chân răng (D _R x P) in
6	2.3212	9.3103	4.9017
7	2.2786	10.2413	6.1447
8	2.2360	11.2597	6.6676
9	2.1934	12.2677	7.5466
10	2.1508	13.2666	8.4335
11	2.1082	14.2577	9.3165
12	2.0656	15.2419	10.1994
13	2.0230	16.2200	11.0824
14	1.9804	17.1924	11.9653
15	1.9378	18.1598	12.8483
16	1.8952	19.1226	13.7313
17	1.8526	20.0810	14.6142
18	1.8100	21.0355	15.4792
19	1.7674	21.9863	16.3801
20	1.7248	22.9231	17.2631
21	1.6822	23.8061	18.1460
22	1.6396	24.6890	19.0290
23	1.5970	25.5720	19.9120
24	1.5708	26.5000	20.8400



$$D_o = \frac{1}{P} [(N - 1.8158) + 2.7475 \times t \times P],$$

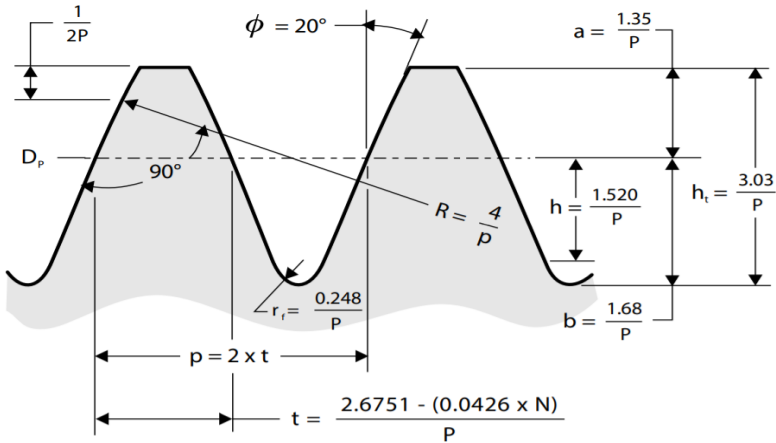
$$D_p = D_o - 2 a,$$

$$D_R = \frac{1}{P} [(N - 7.4758) + 2.7475 \times t \times P]$$

P = bước răng kính, p = bước răng, 20° = góc áp lực (φ), a = chiều cao đỉnh răng, b = chiều cao chân răng, h_t = chiều cao răng, r_f = góc lượn chân răng, h = độ sâu tiếp tuyến với góc lượn chân răng, t = chiều dày răng, N = số răng, D_R = đường kính vòng đáy răng, D_o = đường kính vòng đỉnh, D_p = đường kính vòng chia, R = bán kính tiếp tuyến đỉnh răng.

Hình 2.55: Thiết kế bánh răng kiểu PGT-3
(theo Plastic Gearing Technology Inc.)

2.10.4 Bánh răng thẳng và răng nghiêng kiểu PGT-4



$$D_o = \frac{1}{P} [(N - 1.6158) + 2.7475 \times t \times P],$$

$$D_r = D_o - 2 a,$$

$$D_r = \frac{1}{P} [(N - 7.6758) + 2.7475 \times t \times P]$$

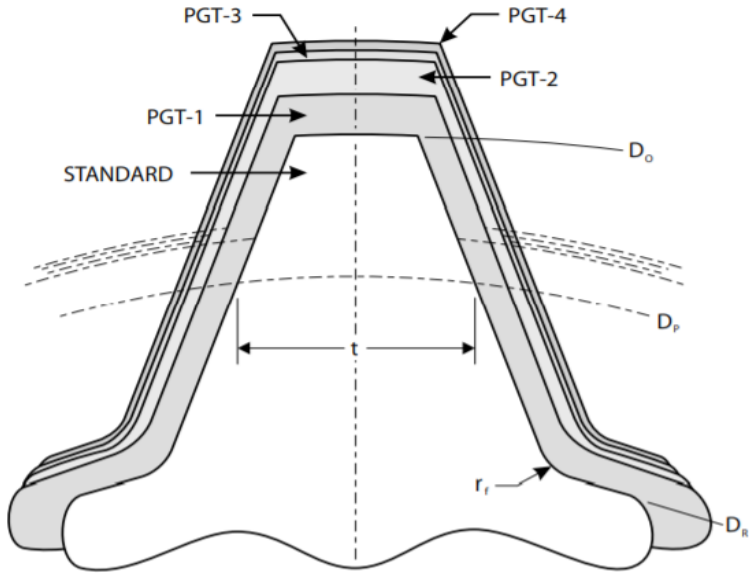
P = bước răng kính, p = bước răng, 20° = góc áp lực (ϕ), a = chiều cao đỉnh răng, b = chiều cao chân răng, h_t = chiều cao răng, r_f = góc lượn chân răng, h = chiều cao tiếp tuyến với góc lượn chân răng, t = chiều dày răng, N = số răng, D_r = đường kính vòng đáy răng, D_o = đường kính vòng đỉnh, D_p = đường kính vòng chia, R = bán kính tiếp tuyến đỉnh răng.

Hình 2.56: Thiết kế bánh răng kiểu PGT-4 (theo Plastic Gearing Technology Inc.)

Bảng 2.11: Thông số thiết kế răng bánh răng nhựa kiểu PGT-4 (theo Plastic Gearing Technology Inc.)

Số răng (N)	Bề dày vòng răng nhỏ nhất ($t \times p$) in	Đường kính vòng đỉnh ($D \times P$) in	Đường kính vòng đáy răng ($D_r \times P$) in
6	2,4195	9,32361	4,9718
7	2,3769	10,3580	5,8647
8	2,3343	11,3795	6,6377
9	2,2917	12,3907	7,5936
10	2,2491	13,3926	8,5036
11	2,2065	14,3867	9,3826
12	2,1639	15,3737	10,2695
13	2,1213	16,3545	11,1525
14	2,0787	17,3296	12,0354
15	2,0361	18,2996	12,9184
16	1,9935	19,2650	13,8013
17	1,9509	20,2260	14,6843
18	1,9083	21,1830	15,5673

19	1,8657	22,1463	16,4502
20	1,8231	23,0861	17,3332
21	1,7805	24,0326	18,2161
22	1,7379	24,9760	19,0991
23	1,6953	25,9164	19,9820
24	1,6527	26,8541	20,8650
25	1,6101	27,7891	21,7479
26	1,5708	28,7000	22,6400



(Tỷ lệ = 25,00: 1,00). Bánh răng có bước răng kính 20 (P), có 13 răng (N) và góc áp lực 20 ° (φ)

Hình 2.57: So sánh giữa bánh răng tiêu chuẩn so với bánh răng PGT

Bảng 2.12: So sánh kiểu răng giữa bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng PGT

Kiểu răng	Chiều dày răng (t)	Đường kính vòng đỉnh (D_o)	Đường kính vòng chia (D_p)	Đường kính vòng đáy (D_R)	Góc lượn chân răng (r_f)
Tiêu chuẩn	0,07854	0,7500	0,6500	0,5250	0,0150
PGT-1	0,08890	0,7786	0,6786	0,5456	0,0215
PGT-2	0,09630	0,8042	0,6892	0,5507	0,0176
PGT-3	0,10115	0,8110	0,6860	0,5541	0,0150
PGT-4	0,10606	0,8177	0,6827	0,5576	0,0124

2.10.5 Các biến thể của răng được thiết kế theo hệ thống PGT

Chiều dày răng (t):

Chiều dày răng của bánh răng tiêu chuẩn là chiều dày răng trên vòng chia theo tiêu chuẩn. Đối với bánh răng kiểu PGT, chiều dày răng phụ thuộc và số răng nhân cho hằng số và chia cho bước răng kính, chiều dày răng sẽ tỉ lệ thuận với hằng số, cho nên chiều dày răng của kiểu PGT-4 sẽ dày hơn kiểu PGT-3, PGT-2, PGT-1 như ta thấy ở **Hình 2.57**, chiều cao đỉnh răng của các kiểu răng PGT là một hằng số chia cho bước răng kính, kiểu PGT-4 có chiều cao đỉnh răng cao hơn trong khi kiểu PGT-1 thấp hơn, tuy nhiên vẫn cao hơn kiểu tiêu chuẩn. Nói tóm lại, chiều cao răng sẽ tỉ lệ thuận với chiều dày răng.

Mối quan hệ trực tiếp giữa chiều dày răng và bán kính ngoài của bánh răng răng thẳng sẽ được giải thích rõ hơn bằng một ví dụ tính toán sau.

❖ **Ví dụ 2.6:** bánh răng trụ răng thẳng kiểu PGT-1 có 16 răng, bước răng kính 24. Chiều dày răng là $1,6531/24 = 0,0688$ in (xem **Bảng 2.8**). Hãy tính đường kính vòng đỉnh và đường kính chân răng.

1) Xác định đường kính vòng chia tiêu chuẩn D_p (xem Bảng 2.4). $N = 16, P = 24$

$$D_p = N/P = 16 / 24 = 0,6666$$

2) Xác định chiều cao đỉnh răng tiêu chuẩn a (xem Bảng 2.4).

$$a = 1/P = 1 / 24 = 0,04166 \text{ in}$$

3) Xác định chiều dày răng tiêu chuẩn t (xem Bảng 2.4).

$$t = \pi / (2 \times P) \quad t = 3,1415926 / (2 \times 24) = 0,06545 \text{ in}$$

4) Kiểu PGT-1 có chiều dày răng theo tiêu chuẩn là 0,0688 in. Tăng so với tiêu chuẩn là $0,0688 - 0,06545 = 0,00335$ in. Để đạt được khoảng tăng này, đường ăn khớp giảm đi $0,00335 \div 2 \tan \varphi$, với φ là góc áp lực. Góc áp lực của bánh răng PGT-1 là 20° , đường ăn khớp sẽ giảm đi một khoảng:

$$0,00335 / (2 \times 0,36397023) = 0,0046 \text{ in}$$

5) Chiều cao đỉnh răng tiêu chuẩn là 0,04166 in. Tương ứng với chiều dày răng cụ thể PGT-1 là 0,0688 theo tiêu chuẩn cộng thêm khoảng giảm đi của đường ăn khớp.

$$a = 0,04166 + 0,0046 = 0,04626 \text{ in}$$

6) Tính đường kính vòng đỉnh $D_o = D_p + 2a$.

$$D_o = 0,666 + (2 \times 0,04626) = 0,7585 \text{ in}$$

7) Tính đường kính vòng đáy (D_R). $D_R = D_o - 2ht$. Tìm chiều cao răng của bánh răng kiểu PGT-1 bằng công thức ở Hình 2.53.

$$ht = 2,33 / P = 2,33 / 24 = 0,09708 \text{ in}$$

$$\Rightarrow D_R = 0,7585 - (2 \times 0,09708) = 0,5643 \text{ in}$$

Hình thành răng bằng đường ăn khớp là một trong nhiều cách được dùng để tạo đường thân khai, nhưng mối liên hệ giữa chiều dày răng, đường kính vòng đỉnh và đường kính chân luôn được áp dụng trong mọi trường hợp.

Với chiều dày răng của một trong bốn kiểu răng PGT có thể dễ dàng tính được đường kính vòng đỉnh và đường kính trong bằng các công thức trong các Hình 2.53, 2.54, 2.55 và 2.56.

❖ **Ví dụ 2.7:** xác định đường kính vòng đỉnh và đường kính vòng đáy của bánh răng trong Ví dụ 2.6 sử dụng các công thức của kiểu PGT-1, với số răng N là 16, bước răng kính P là 24, chiều dày răng t là 0,0688 in.

Đường kính vòng đỉnh (Hình 2.53) $D_o = (1/P) \times [(N - 2,3158) + 2,7475 \times t \times P]$

$$\Rightarrow D_o = (1/24) \times [(16 - 2,3158) + 2,7475 \times 0,0688 \times 24] = 0,7592 \text{ in}$$

Đường kính vòng đáy (Hình 2.53) $D_R = (1/P) \times [(N - 6,9758) + 2,7475 \times t \times P]$

$$\Rightarrow D_R = (1/24) \times [(16 - 6,9758) + 2,7475 \times 0,0688 \times 24] = 0,565 \text{ in}$$

2.10.6 Đường kính vòng đỉnh tối đa D_o (Max.)

Khi kéo dài hai đường thân khai tạo nên Profin bánh răng, chúng sẽ giao nhau và răng sẽ được hình thành. Nếu bánh răng có số răng ít và chiều dày răng lớn, răng có thể sẽ hình thành với đường kính vòng đỉnh nhỏ hơn so với tính toán. Để tránh trường hợp tính ra đường kính vòng đỉnh không hợp lý, công thức 2.10 được dùng để kiểm tra xem đường kính vòng đỉnh có phù hợp không, Giá trị tính được nhỏ nhất của trong hai giá trị D_o và D_o (Max) chính là giá trị đường kính phù hợp.

Công thức 2.10 cho ra giá trị đường kính vòng đỉnh nhưng vẫn có được răng với đỉnh răng phù hợp cho cả bốn kiểu răng PGT.

$$D_o (\text{Max.}) = \frac{N \times 0,93969262}{p \times 1,017 \cos \varphi_1} \quad (2.10)$$

Trong đó:

D_o (Max.) = Đường kính vòng đỉnh.

N = số răng

P = Bước răng kính.

t = chiều dày răng (in)

$$\varphi_1 = \text{góc thân khai} = \frac{(t \times P)}{N + 0,01490438}$$

❖ **Ví dụ 2.8:**

Bánh răng thẳng có 10 răng (N), bước răng kính 44 (P), kiểu PGT-1, chiều dày răng (t) là 0.0433. Tính đường kính vòng đỉnh và đường kính vòng đáy răng.

Đường kính vòng đỉnh (Hình 2.53)

$$D_O = (1/P) \times [(N - 2,3158) + 2,7475 \times t \times P]$$

$$D_O = (1/44) \times [(10 - 2,3158) + 2,7475 \times 0,0433 \times 44] = 0,2936 \text{ in}$$

$$\text{Đường kính vòng đỉnh } D_O (\text{Max.}) = \frac{N \times 0,93969262}{P \times 1,017 \times \cos \varphi_1}$$

$$\text{Inv } \varphi_1 = (t \times P) / (N + 0,01490438) = (0,0433 \times 44) / (10 + 0,01490438) = 0,1902364$$

$$\varphi_1 = 43^\circ 32', \cos \varphi_1 = 0,72497$$

$$D_O (\text{Max.}) = \frac{10 \times 0,93969262}{44 \times 1,017 \times 0,72497} = 0,2896 \text{ in}$$

Đường kính vòng đỉnh được chọn sẽ là đường kính nhỏ nhất khi tính bằng hai công thức trên (0,2896 in).

$$D_R = (1/P) \times [(N - 6,9758) + 2,7475 \times t \times P] \text{ (Hình 2.53)}$$

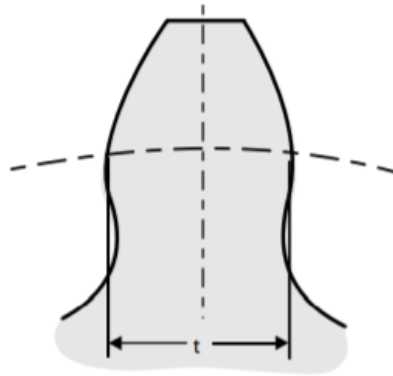
$$D_R = (1/44) \times [(10 - 6,9758) + 2,7475 \times 0,0433 \times 44] = 0,1878 \text{ in}$$

2.10.7 So sánh các kiểu răng thẳng

Nếu bánh răng tiêu chuẩn có số răng ít, kích thước vòng cơ sở sẽ lớn hơn đường kính vòng đáy răng. Do răng không thể vận hành bên dưới đường cơ sở, để điều chỉnh đỉnh răng ăn khớp, phần chân răng không làm việc bên dưới sẽ phải cắt đi (undercut). Việc cắt răng không được khuyến khích vì sẽ làm cho răng yếu đi và mau mòn răng.

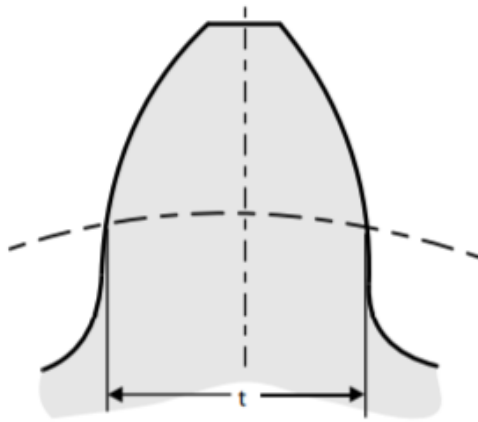
Hình 2.58 và 2.59 trình bày hai kiểu răng, cả hai đều có cùng số răng và bước răng kính. Răng ở Hình 2.58 có chiều dày răng tiêu chuẩn là ($t = \pi / 2 P$). Với răng ở Hình 2.59 PGT-1 thì chiều dày răng đã tăng so với kiểu tiêu chuẩn. Ta thấy kiểu PGT-1 có thiết kế tốt hơn, profin răng có khả năng vận hành tốt và giảm thiểu được việc cắt răng tối đa.

Công thức để tính chiều dày răng tối thiểu ở Hình 2.53 sao cho phù hợp với profin thân khai và tránh được việc cắt răng Undercut.



Tiêu chuẩn

Hình 2.58: Chiều dày răng của bánh răng tiêu chuẩn



Bề dày tăng

Hình 2.59: Chiều dày răng của bánh răng PGT-1 tăng

❖ Ví dụ 2.9:

Bánh răng thẳng có 12 răng (N), bước răng kính 32 (P), kiểu PGT-2. Tính chiều dày răng tối thiểu (t), đường kính vòng đỉnh (D_o) và đường kính vòng đáy (D_R).

1) Chiều dày răng tối thiểu, xem Hình 2.54

$$t = \frac{2,479 - (0,0426 \times N)}{P} = \frac{2,4793 - (0,0426 \times 12)}{32} = 0,0615 \text{ in}$$

2) Đường kính vòng đỉnh:

$$D_o = (1/P) \times [(N - 2,0158) + 2,7475 \times t \times P]$$

$$D_o = (1/32) \times [(12 - 2,0158) + 2,7475 \times 0,0615 \times 32] = 0,4809 \text{ in}$$

Kiểm tra đường kính vòng đỉnh D_o Max, công thức 2.10

$$\text{Đường kính vòng đỉnh } D_o (\text{Max.}) = \frac{N \times 0,93969262}{P \times 1,017 \times \cos \varphi_1}$$

$$\text{Inv } \varphi_1 = (t \times P) / (N + 0,01490438) = (0,0615 \times 32) / (12 + 0,01490438) = 0,16379$$

$$\varphi_1 = 41^\circ 44', \cos \varphi_1 = 0,74625$$

$$D_o (\text{Max.}) = \frac{12 \times 0,93969262}{32 \times 1,017 \times 0,74625} = 0,4643 \text{ in}$$

Chọn đường kính được tính ra nhỏ nhất $D_o = 0,4643 \text{ in}$.

3) Đường kính vòng đáy, xem Hình 2.54

$$D_R = (1/P) \times [(N - 7,2758) + 2,7475 \times t \times P]$$

$$D_R = (1/32) \times [(12 - 6,9758) + 2,7475 \times 0,0615 \times 32] = 0,3166 \text{ in}$$

2.10.8 So sánh hình dạng bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp

Để có được hiệu suất tốt nhất của bánh răng nhựa nhiệt dẻo có độ bền kéo thấp, điều cần thiết là các bánh răng được sử dụng trong các bộ truyền phải được thiết kế sao cho răng càng bền càng tốt. Điều này có thể được thực hiện bằng cách sửa đổi thiết kế hình học hoặc kiểu răng. Một bánh răng là một dầm công xôn. Hai bánh răng thẳng ăn khớp phải có độ dày bằng nhau và độ bền chân răng, trong đó góc lượn chân răng chân răng càng lớn càng tốt và tiếp xúc với cạnh của răng.

❖ Ví dụ: 2.10:

Hai bánh răng thẳng ăn khớp được làm bằng cùng một vật liệu (xem Hình 2.60), có bước răng kính (P) là 32, bánh răng dẫn có 13 răng (N_p) và bánh răng bị dẫn có 60 răng (N_c). Xác định chiều dày răng của bánh răng để có độ bền bằng nhau.

Chiều dày răng tiêu chuẩn của cả hai bánh răng là 0,0491 in. Răng bánh răng dẫn yếu hơn răng bánh bị dẫn và chỉ có khả năng truyền 60% tải trọng. Để thiết kế độ bền bằng nhau cho cả hai bánh răng, quan trọng nhất là chiều dày răng phải hợp lý.

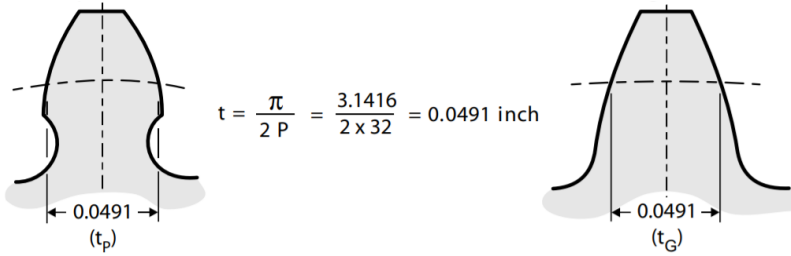
Hình 2.61 trình bày hai profin răng đã được sửa đổi của bánh răng dẫn 13 răng và bánh răng bị dẫn 60 răng; cả hai bánh răng ăn khớp đều có bước răng kính 32. Vì bánh răng dẫn có ít hơn 26 răng, thiết kế răng kiểu PGT-4 có thể được sử dụng cho bánh răng đó. Đối với bánh răng 60 răng, nên sử dụng chiều dày răng theo kiểu tiêu chuẩn.

$$t_p = \frac{2,6751 - (0,0426 \times N)}{P} = \frac{2,6751 - (0,0426 \times 13)}{32} = 0,066 \text{ hoặc } 0,064 \text{ in}$$

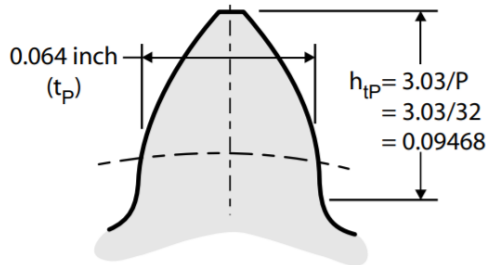
$$t_G = \frac{t_p \times h_{tG}}{h_{tP}} = \frac{0,064 \times 0,07075}{0,09468} = 0,048 \text{ in}$$

Bánh dẫn kiểu tiêu chuẩn 13 răng

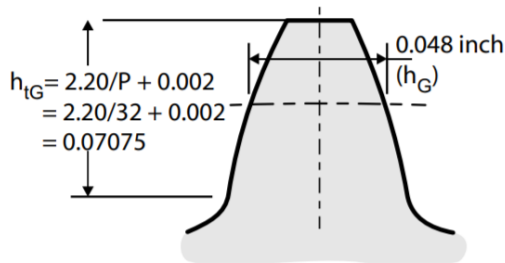
Bánh bị dẫn kiểu tiêu chuẩn 60 răng



Hình 2.60: Cặp bánh răng ăn khớp tiêu chuẩn



Bánh dẫn kiểu PGT-4 13 răng



Bánh bị dẫn kiểu tiêu chuẩn 60 răng

Hình 2.61: Bánh răng dẫn kiểu PGT-4 và bánh bị dẫn kiểu tiêu chuẩn cho độ bền tương đương nhau

Răng được sử dụng trên cả hai bánh răng được thiết kế để có độ bền cân bằng. Bằng cách áp dụng công thức trong Hình 2.56, chiều dày răng tối thiểu của bánh dẫn được tính là 0,066 in. Để đạt được độ bền bằng nhau, chiều dày răng của bánh răng dẫn được tăng từ tiêu chuẩn 0,0491 in lên 0,064 in cho kiểu răng PGT-4 và chiều dày răng bánh răng bị dẫn đã giảm từ tiêu chuẩn 0,0491 in xuống 0,048 in, bằng cách nhân chiều dày răng bánh răng dẫn với tỷ lệ chiều cao bánh răng dẫn / bánh răng bị dẫn.

2.10.9 Cân bằng độ bền bánh răng thẳng ăn khớp PGT

Các công thức 2.11, 2.12, 2.13, 2.14, 2.15 và 2.16 sau đây được sử dụng để tính toán chiều dày răng của một cặp bánh răng thẳng ăn khớp để đạt được độ bền răng cân bằng. Các công thức này chỉ đúng với các bánh răng trụ răng thẳng của thiết kế dạng răng PGT-1. Các răng có chiều cao răng (h_r) càng dài theo các thiết kế dạng răng PGT-2, PGT-3 và PGT-4 không yêu cầu các bánh răng răng thô hơn cho bánh răng được sử dụng trong các bộ truyền.

Các công thức này cho câu trả lời cho bất kỳ tỷ lệ nào và tất cả các kết hợp của số lượng răng, nhưng đối với bộ truyền, nên cho các bánh răng có ít nhất 12 răng. Các bánh răng có ít hơn 12 răng sẽ giảm đường kính vòng đỉnh.

Các công thức 2.11 và 2.12 đưa ra các giá trị chiều dày răng cần thiết cho cả bánh răng và pi-nhông một cách cụ thể. Các công thức 2.15 và 2.16 là cần thiết để tính toán chiều dày răng của bánh răng ngay khi bắt đầu thiết kế. Các công thức này sau đó cho chiều dày răng của pi-nhông.

Bánh răng thẳng lớn và nhỏ với ít hơn 35 răng, chiều dày răng

$$t_P = \frac{2,3329 - 0,0219 \times N_P}{P} \quad (2.11)$$

$$t_G = \frac{2,3329 - 0,0219 \times N_G}{P} \quad (2.12)$$

Pi-nhông (dẫn) với ít hơn 35 răng, bánh răng (bị dẫn) với nhiều hơn 35 răng, chiều dày răng là

$$t_P = \frac{2,3329 - 0,0219 \times N_P}{P} \quad (2.13)$$

$$t_G = \frac{N_G}{P} \left(\frac{2,1922 - 0,0066 \times N_P}{N_G - 2,0938} + \ln v \phi_2 - 0,01490438 \right) \quad (2.14)$$

Bánh răng thẳng nhỏ và lớn có và nhiều hơn 35 răng, chiều dày răng là

$$t_P = \left[\frac{N_P \times (N_G - 2,0938)}{N_P - 2,0938} \right] \left(\frac{t_G}{N_G} + \frac{0,0149 - \ln v \phi_G}{P} \right) - N_P \left(\frac{0,0149 - \ln v \phi_P}{P} \right) \quad (2.15)$$

$$t_G = \frac{\pi}{2P} \quad (2.16)$$

Với

t_P = Chiều dày răng pi-nhông

t_G = Chiều dày răng bánh răng

N_P = Số răng pi-nhông

N_G = Số răng bánh răng

P = bước răng kính

$$\phi_P = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times N_P}{N_P - 2,0938} \right)$$

$$\phi_G = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times N_G}{N_P - 2,0938} \right)$$

❖ **Ví dụ 2.11:**

Một bánh răng dẫn có 14 răng (N_P) điều khiển một bánh răng bị dẫn gồm 28 răng (N_G) được làm cùng một vật liệu. Bước răng kính (P) là 20 và kiểu răng PGT-1. Xác định chiều dày răng của cả bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn để có độ bền răng cân bằng.

Vì cả hai bánh răng đều có ít hơn 35 răng, nên ta sử dụng công thức 2.11 và 2.12.

$$t_P = \frac{2,3329 - 0,0219 \times N_P}{P} = \frac{2,3329 - 0,0219 \times 14}{20} = 0,1013in$$

$$t_P = \frac{2,3329 - 0,0219 \times N_G}{P} = \frac{2,3329 - 0,0219 \times 28}{20} = 0,086in$$

Chiều dày răng bánh răng dẫn (t_P) = 0,1013 in

Chiều dày răng bánh răng bị dẫn (t_G) = 0,086 in

❖ **Ví dụ 2.12:**

Một bánh răng dẫn có 10 răng (N_P) điều khiển một bánh răng bị dẫn gồm 44 răng (N_G), cả hai bánh răng đều được làm từ cùng một vật liệu. Bước răng kính (P) là 18 và thiết kế răng PGT-1. Xác định chiều dày răng của cả bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn để có độ bền răng cân bằng.

Vì bánh răng dẫn có ít hơn 35 răng và bánh răng bị dẫn hơn 35 răng, nên sử dụng các công thức 2.13 và 2.14.

$$t_P = \frac{2,3329 - 0,0219 \times N_P}{P} = \frac{2,3329 - 0,0219 \times 10}{18} = 0,1174in$$

$$t_G = \frac{N_G}{P} \left(\frac{2,1922 - 0,0066 \times N_P}{N_G - 2,0938} + \ln v \phi_2 - 0,01490438 \right)$$

$$\phi_G = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times N_G}{N_G - 2,0938} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times 44}{44 - 2,0938} \right) = 9,40^\circ$$

$$\ln v \phi_G = 0,00194$$

$$t_G = \frac{44}{18} \left(\frac{2,1922 - 0,0066 \times 10}{44 - 2,0938} + 0,00194 - 0,0149 \right) = 0,0923$$

Chiều dày răng bánh răng bị dẫn (t_P) = 0,1174 in

Chiều dày răng bánh răng dẫn (t_G) = 0,0923 in

❖ **Ví dụ 2.13:**

Một bánh răng dẫn có 36 răng (N_P) điều khiển một bánh răng bị dẫn gồm 72 răng (N_G), cả hai bánh răng đều được làm từ cùng một vật liệu. Bướm răng kính (P) là 24 và thiết kế răng PGT-1. Xác định chiều dày răng của cả bánh răng và bánh răng để có độ bền răng cân bằng.

Vì cả hai bánh răng đều có hơn 35 răng, nên công thức 2.15 và 2.16 được sử dụng.

$$t_P = \left[\frac{N_P \times (N_G - 2,0938)}{N_P - 2,0938} \right] \left(\frac{t_G}{N_G} + \frac{0,0149 - \ln v \phi_G}{P} \right) - N_P \left(\frac{0,0149 - \ln v \phi_P}{P} \right)$$

$$\phi_P = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times N_G}{N_P - 2,0938} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times 36}{36 - 2,0938} \right) = 4,60^\circ$$

$$\ln v \phi_P = 0,0021182$$

$$\phi_G = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times N_G}{N_G - 2,0938} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{0,9396 \times 72}{72 - 2,0938} \right) = 14,60^\circ$$

$$\ln v \phi_G = 0,005642$$

Chiều dày răng tiêu chuẩn (t_G) = $\frac{\pi}{2P} = \frac{3,1416}{2 \times 24} = 0,06545 \text{ in}$

$$t_P = \left[\frac{36(72 - 2,0938)}{36 - 2,0938} \right] \left(\frac{0,065}{72} + \frac{0,015 - 0,0056}{24} \right) - 36 \left(\frac{0,015 - 0,00212}{24} \right) = 0,076 \text{ in}$$

Chiều dày răng bánh răng dẫn (t_P) = 0,076 in

Chiều dày răng bánh răng bị dẫn (t_G) = 0,06545 in

2.10.10 Khoảng cách tâm ăn khớp khít bánh răng thẳng PGT

Khi hai bánh răng tiêu chuẩn được đưa vào ăn khớp nhau, khoảng cách hai tâm của chúng bằng một nửa của tổng đường kính vòng chia tiêu chuẩn của chúng và được gọi là khoảng cách tâm tiêu chuẩn. Nhưng hiếm khi một cặp bánh răng tiêu chuẩn là sự kết hợp tốt nhất cho một hệ truyền động cho sẵn. Một cặp bánh răng thân khai sẽ hoạt động ở khoảng cách tâm khác nhau. Khoảng cách tâm của một cặp bánh răng thẳng ăn khớp nên được coi là một biến có thể được điều chỉnh để đạt được truyền động tốt nhất có thể.

Khoảng cách tâm mà tại đó một cặp bánh răng thiết kế dạng răng PGT

ăn khớp khít được xác định bằng cách sử dụng công thức 2.17.

$$C = \frac{(N_1+N_2) \times 0,46984631}{P \times \cos \phi_1} \quad (2.17)$$

Với

C = Khoảng cách tâm ăn khớp khít (in)

N_1 = Số răng ở bánh răng đầu tiên

N_2 = Số răng ở bánh răng thứ hai

P = Bước răng kính

t_1 = Chiều dày răng của bánh răng đầu tiên (in)

t_2 = Chiều dày răng của bánh răng thứ hai (in)

ϕ_1 = Góc thân khai $\frac{P(t_1+t_2)-\pi}{N_1+N_2} + 0,01490438$

❖ **Ví dụ 2.14:**

Hai bánh răng ăn khớp có các thông số kỹ thuật cơ bản được đưa ra bởi bảng dưới đây. Xác định khoảng cách tâm mà tại đó chúng sẽ nằm trong lưới kín.

Thông số	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Số răng (N)	10	40
Bước răng kính (P)	32	32
Kiểu răng	PGT-1	PGT-1
Đường kính vòng chia tiêu chuẩn (D_p)	0,3125	1,250
Chiều dày răng tiêu chuẩn (t)	0,0595	0,01965

$$N_1 = 10, N_2 = 40, P = 32, t_1 = 0,0595, t_2 = 0,01965$$

$$\begin{aligned} \ln v \phi_1 &= \frac{P(t_1 + t_2)\pi}{N_1 + N_2} + 0,01490438 \\ &= \frac{32(0,0595 + 0,0196 - 3,1416)}{10 + 40} + 0,01490438 = 0,00273 \\ \phi_1 &= 5,25^\circ \end{aligned}$$

$$\cos \phi_1 = 0,995805$$

$$\begin{aligned} \text{Khoảng cách tâm ăn khớp khít } C &= \frac{(N_1+N_2) \times 0,46984631}{P \times \cos \phi_1} \\ &= \frac{(10 + 40) \times 0,46984631}{32 \times 0,995805} = 0,73722 \text{ in} \end{aligned}$$

2.10.11 Khoảng cách tâm ăn khớp khít lớn nhất

Khoảng cách tâm ăn khớp khít được tính trong ví dụ 2.14, sử dụng phương trình 2.17, và giả định cả bánh răng và ổ lăn đã được hoàn thiện. Đồng thời giả định cả bánh răng và vỏ hộp được làm từ các vật liệu ổn định. Độ đảo của cả bánh răng và ổ lăn sẽ tác động đến dung sai lắp ghép; ngoài ra cả bánh răng và vỏ hộp cũng thay đổi do môi trường làm việc, làm cho khoảng cách tâm ăn khớp khít sẽ thay đổi trong một miền dung sai từ cao đến thấp. Khoảng cách tâm khi vận hành bé nhất được chỉ định cho vỏ hộp phải bằng, hoặc lớn hơn, khoảng cách tâm ăn khớp khít lớn nhất, nếu không các bánh răng có thể sẽ bị kẹt lại.

Tổng dung sai trong răng được gọi là dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth. Dung sai hỗn hợp tooth-to-tooth cộng với độ đảo trong bánh răng gọi là dung sai tổng hợp. Hệ thống dung sai này được phát triển bởi American Gear Manufacturers Association phân loại bánh răng theo chỉ số AGMA Quality Number phù hợp với độ chính xác yêu cầu. Hệ thống này được trình bày chi tiết, trong cuốn “Gear Handbook”, American Gear Manufacturers Association ấn bản 390.03.

Nếu các thông số kỹ thuật yêu cầu bánh răng trong ví dụ 2.14 trước đây phải đạt độ chính xác AGMA Quality Number Q7, từ cuốn “Gear Manual” có thể tra được bánh răng đầu tiên có dung sai tổng hợp lớn nhất là 0,0027 in, và bánh răng thứ hai có dung sai tổng hợp lớn nhất là 0,0031 in. Khoảng cách tâm ăn khớp khít được tính là 0,73722 in. Nếu dung sai trong các bánh răng đạt tối đa cho phép bởi miền dung sai, các miền dung sai này sẽ dẫn đến khoảng cách tâm ăn khớp khít từ cao nhất là 0,74012 đến thấp nhất là 0,73432 in. Để đảm bảo dung sai lớn nhất cho phép, khoảng cách tâm ăn khớp khi vận hành không được nhỏ hơn 0,74012 in.

Để đảm bảo dung sai mỗi bánh răng trong hai bánh răng đối tiếp, khoảng cách tâm tối thiểu khi vận hành phải vượt quá khoảng cách tâm ăn khớp khít trong tính toán bằng một nửa tổng của dung sai tổng hợp trong cả hai bánh răng. Do hệ số dẫn nở nhiệt tuyến tính của các vật liệu nhiệt dẻo khá cao và một vài loại nhựa nhiệt dẻo sẽ nở ra khi chúng hấp thụ chất ẩm, nên các yếu tố này cũng cần được xem xét để đạt được khoảng cách tâm tối thiểu khi vận hành.

Giả định các bánh răng được kiểm tra trong môi trường ẩm và nhiệt độ phòng đạt 73°F, thì khoảng cách tâm tối thiểu khi vận hành (c) phải vượt quá khoảng cách tâm ăn khớp khít trong tính toán và yêu cầu phải tăng khoảng cách tâm (Δc) sẽ được trình bày trong phương trình 2.18 dưới đây:

$$\Delta c = \frac{Tol_1 + Tol_2}{2} + C \left[(T - 70) \left(\frac{\alpha_1 \times N_1}{N_1 + N_2} + \frac{\alpha_2 \times N_2}{N_1 + N_2} - \alpha_H \right) + \left(\frac{\Delta DW_1 \times N_1}{N_1 + N_2} + \frac{\Delta DW_2 \times N_2}{N_1 + N_2} \right) \right] + TIR \quad (2.18)$$

Trong đó:

Δc = khoảng tăng cần thiết của khoảng cách tâm (in)

Tol_1 = Tổng dung sai của bánh răng đầu tiên (in)

Tol_2 = Tổng dung sai của bánh răng thứ hai (in)

C = Khoảng cách tâm ăn khớp khít (in)

T = Nhiệt độ sử dụng cuối tối đa (°F)

α_1 = Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính của bánh răng đầu tiên (in/in/°F)

α_2 = Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính của bánh răng thứ hai (in/in/°F)

α_H = Hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính của vỏ (in/in/°F)

N_1 = Số răng của bánh răng đầu tiên

N_2 = Số răng của bánh răng thứ hai

ΔDW_1 = Thay đổi kích thước do sự hấp thụ độ ẩm của bánh răng đầu tiên (in/in)

ΔDW_2 = Thay đổi kích thước do sự hấp thụ độ ẩm của bánh răng thứ hai (in/in)

TIR = độ lệch tâm tối đa của vòng bi (in)

Hệ số dẫn nở nhiệt tuyến tính và sự thay đổi kích thước gây ra bởi sự hấp thụ ẩm của nhựa nhiệt dẻo tra được trong các cuốn sổ tay kỹ thuật được cấp bởi các nhà cung cấp nhựa. Trong trường hợp, thông tin về giãn nở gây bởi sự hấp thụ ẩm không có. Các ứng dụng mà bánh răng sẽ không tiếp xúc ngay lập với điều kiện độ ẩm cao, sự giãn nở của hầu hết vật liệu nhiệt dẻo là rất ít và dần dần. Sự giãn nở này có thể được bù đắp bằng độ co rút khuôn nhỏ xảy ra dần khi giảm bớt ứng suất ép phun. Nếu các bánh răng được ép phun bằng một trong nhiều loại nhựa nhiệt dẻo có khả năng hút ẩm cao và nếu điều kiện làm việc mà phần trăm cao phải hấp thụ độ ẩm trong một khoảng thời gian dài và ở nhiệt độ cao, thì nên tham khảo ý kiến bộ phận kỹ thuật của nhà cung cấp nhựa để xác định giới hạn cho phép, về mặt vào/ra, được thực hiện cho hướng dòng chảy chất tan và hướng dòng chảy vuông góc.

❖ Ví dụ 2.15:

Bánh răng thứ nhất trong ví dụ 2.14 có 10 răng và bánh răng thứ hai có 40 răng. Các bánh răng cần phải có độ chính xác theo yêu cầu AGMA số chất lượng Q7. Tổng dung sai tổng hợp tối đa là 0,0027 in và 0,0031 in. Bánh răng đầu tiên được ép phun bằng nylon không có sợi gia cường 6/6

có hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính $5,0 \times 10^{-5}$ in/in/°F. Bánh răng thứ hai được ép phun bằng acetal polymer đồng nhất độ nhớt cao có hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính là $6,8 \times 10^{-5}$ in/in/°F. Xét môi trường trong đó các bánh răng sẽ hoạt động, người ta đã xác định rằng sự giãn nở của nylon không gia cường 6/6 do sự hấp thụ nước có thể là 0,003 in/in và của acetal polymer đồng nhất là 0,0005 in/in. Vỏ hộp được làm bằng nylon gia cường thủy tinh 6/6 có hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính là $1,3 \times 10^{-5}$ in/in/°F. Các trục bánh răng chạy trên vòng bi độ đồng tâm (TIR) 0,0005 in. Nhiệt độ tối đa mà các bánh răng sẽ phải chịu là 150°F. Xác định khoảng cách tâm làm việc tối thiểu cho thiết kế vỏ hộp.

Điều này đã được xác định trong ví dụ 2.14, rằng các bánh răng sẽ nằm trong ăn khớp khít ở khoảng cách trung tâm là 0,73722. Tính toán được sử dụng để đến khoảng cách trung tâm này cho phép không có dung sai trong các bánh răng, giả sử rằng chúng được điều ẩm tương đối 50% và ở nhiệt độ 73°F.

Tăng khoảng cách trung tâm Δc :

$$\Delta c = \frac{Tol_1 + Tol_2}{2} + C \left[(T - 7) \left(\frac{\alpha_1 \times N_1}{N_1 + N_2} + \frac{\alpha_2 \times N_2}{N_1 + N_2} - \alpha_H \right) + \left(\frac{\Delta DW_1 \times N_1}{N_1 + N_2} + \frac{\Delta DW_2 \times N_2}{N_1 + N_2} \right) \right] + TIR$$

$$Tol_1 = 0,0027 \text{ in}$$

$$Tol_2 = 0,0027 \text{ in}$$

$$C = 0,73722 \text{ in}$$

$$T = 150 \text{ °F}$$

$$\alpha_1 = 5,0 \times 10^{-5} = 0,00005 \text{ (in/in/°F)}$$

$$\alpha_2 = 6,8 \times 10^{-5} = 0,000045 \text{ (in/in/°F)}$$

$$\alpha_H = 1,3 \times 10^{-5} = 0,00001 \text{ (in/in/°F)}$$

$$N_1 = 15$$

$$N_2 = 60$$

$$\Delta DW_1 = 0,003 \text{ (in/in)}$$

$$\Delta DW_2 = 0,0005 \text{ (in/in)}$$

$$TIR = 0,0005 \text{ in}$$

$$\Delta c = \frac{0,0027 + 0,0031}{2}$$

$$\begin{aligned}
& +0,737 \left[(150 - 73) \left(\frac{0,0005 \times 10}{40 + 10} + \frac{0,000068 \times 40}{10 + 40} - 0,0001 \right) \right. \\
& \quad \left. + \left(\frac{0,003 \times 10}{40 + 10} + \frac{0,0005 \times 40}{10 + 40} \right) \right] + 0,0005 \\
& = 0,0029 + 0,00325 + 0,0005 = 0,00665 \text{ in}
\end{aligned}$$

Khoảng cách tâm ngắn nhất (C) = $0,73722 + 0,00665 = 0,74387$ in

Chiều dày răng của bánh răng ăn khớp được tính trong ví dụ 2.14 xác định Khoảng cách tâm ăn khớp khít. Khi khoảng cách tâm làm việc tối thiểu được cố định theo yêu cầu làm việc của cơ cấu bánh răng, cần thiết kế Chiều dày răng sao cho Khoảng cách tâm ăn khớp khít nhỏ hơn khoảng cách hoạt động tối thiểu trong khoảng cách tâm bằng giá trị c .

Δc lần nữa được tính bằng công thức 2.18, nhưng giá trị được cung cấp cho C hiện là khoảng cách tâm điều hành tối thiểu. Điều này sẽ tạo ra một dung sai, bởi vì C nên có giá trị của khoảng cách trung tâm lưới gần không xác định, nhưng dung sai quá nhỏ nên có thể coi như không đáng kể.

Δc sau đó được trừ vào khoảng cách tâm làm việc tối thiểu. Câu trả lời là khoảng cách tâm lưới gần được sử dụng trong công thức 2.18 để lấy tổng chiều dày răng cho khoảng cách tâm lưới gần nhất.

$$t_1 + t_2 = \frac{(N_1 + N_2)(\text{inv}\phi_1 - 0.0149043) + \pi}{P} \quad (2.19)$$

Trong đó:

t_1 = Chiều dày răng của bánh răng thứ nhất (in)

t_2 = Chiều dày răng của bánh răng thứ hai (in)

N_1 = Số răng trên bánh thứ nhất

N_2 = Số răng trên bánh thứ hai

P = Bước răng kính

C = Khoảng cách tâm ăn khớp khít.

$$\phi_1 = \cos^{-1} \left[\frac{(N_1 + N_2) \times 0,46984631}{P \times C} \right]$$

❖ Ví dụ 2.16:

Các bánh răng trong các ví dụ 2.14 và 2.15 được yêu cầu hoạt động cố định với khoảng cách tâm làm việc tối thiểu là 0,7315 in. Xác định tổng chiều dày răng của mỗi bánh răng.

Thay thế 0,7315 bằng giá trị 0,73722 cho khoảng cách trung tâm lưới (C),

$$\Delta c = \frac{\text{Tol}_1 + \text{Tol}_2}{2} + C \left[(T - 7) \left(\frac{\alpha_1 \times N_1}{N_1 + N_2} + \frac{\alpha_2 \times N_2}{N_1 + N_2} - \alpha_H \right) + \left(\frac{\Delta DW_1 \times N_1}{N_1 + N_2} + \frac{\Delta DW_2 \times N_2}{N_1 + N_2} \right) \right] + TIR$$

$$\text{Tol}_1 = 0,0027 \text{ in}$$

$$\text{Tol}_2 = 0,0027 \text{ in}$$

$$C = 0,73722 \text{ in}$$

$$T = 150 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\alpha_1 = 5,0 \times 10^{-5} = 0,00005 \text{ (in/in/}^\circ\text{F)}$$

$$\alpha_2 = 6,8 \times 10^{-5} = 0,000045 \text{ (in/in/}^\circ\text{F)}$$

$$\alpha_H = 1,3 \times 10^{-5} = 0,00001 \text{ (in/in/}^\circ\text{F)}$$

$$N_1 = 15$$

$$N_2 = 60$$

$$\Delta DW_1 = 0,003 \text{ (in/in)}$$

$$\Delta DW_2 = 0,0005 \text{ (in/in)}$$

$$TIR = 0,0005 \text{ in}$$

$$\begin{aligned} \Delta c &= \frac{0,0027 + 0,0031}{2} \\ &+ 0,737 \left[(150 - 73) \left(\frac{0,0005 \times 10}{40 + 10} + \frac{0,000068 \times 40}{10 + 40} - 0,0001 \right) \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{0,003 \times 10}{40 + 10} + \frac{0,0005 \times 40}{10 + 40} \right) \right] + 0,0005 \\ &= 0,0029 + 0,00325 + 0,0005 = 0,00665 \text{ in} \end{aligned}$$

Từ Bảng 2.8, bánh răng có 10 răng, bước răng kính bánh răng là 32 và thiết kế kiểu PGT-1 được yêu cầu phải có chiều dày răng tối thiểu là $1,9069 / 32 = 0,0595$ in. Cho phép chênh lệch $+0,0010 / -0,0000$ in, tối đa sẽ là $0,0605$ in, chiều dày răng tối đa của bánh răng thứ hai là $0,0756 - 0,0605 = 0,0151$ in.

Chiều dày răng tiêu chuẩn của một bánh răng có bước răng 32 là $0,0491$ in. Việc giảm xuống $0,0151$ in, mặc dù lớn nhưng có thể chấp nhận được, vì bánh răng sẽ không có cắt răng (undercut).

❖ Ví dụ 2.17:

Bánh răng thứ nhất có 15 răng (N_1), bánh răng thứ hai có 18 răng (N_2), bước răng kính (P) là 32 và khoảng cách tâm làm việc tối thiểu được cố định ở mức $0,5156$ in. Xác định tổng chiều dày răng của mỗi mỗi răng.

Tổng dung sai của bánh răng thứ hai hiện là $0,0027$ in

$$\Delta c = \frac{0,0027 + 0,0027}{2}$$

$$+0,5156 \left[(150 - 73) \left(\frac{0,00005 \times 15}{18 + 15} + \frac{0,000068 \times 18}{15 + 18} - 0,00013 \right) + \left(\frac{0,003 \times 15}{18 + 15} + \frac{0,0005 \times 18}{15 + 18} \right) \right] + 0,0005$$

$$= 0,0027 + 0,00269 + 0,0005 = 0,00589 \text{ in}$$

Khoảng cách tâm ăn khớp khít (C) = $0,5156 + 0,00589 = 0,5097$ in

$$t_1 + t_2 = \frac{(15+18)(\text{inv}\phi_1 - 0,0149043) + 3,1416}{32}$$

$$\phi_1 = \cos^{-1} \left[\frac{(15+18) \times 0,46984631}{32 \times 0,5097} \right] = \cos^{-1}(0,9508026) = 18,047^\circ$$

$$\text{Inv } \phi_1 = 0,01084731$$

$$t_1 + t_2 = \frac{(15 + 18)(0,01084731 - 0,0149043) + 3,1416}{32}$$

$$= 0,0940 \text{ in}$$

Từ Bảng 2.8, Chiều dày răng của bánh răng thứ nhất có 15 răng là $1,6939 / 32 = 0,0529$. Chiều dày răng của bánh răng thứ hai là $0,0940 - 0,0529 = 0,0410$ in. Nhưng, từ cùng Bảng 2.8, một bánh răng có 18 răng phải có Chiều dày răng không nhỏ hơn $1,5708 / 32 = 0,04908$ để tránh số lượng răng cưa không mong muốn.

Chiều dày răng của bánh răng thứ nhất có thể giảm xuống ($\pi / 2P$) hoặc $3,1416 / (2 \times 32) = 0,049$ in và bánh răng thứ hai thành $0,0940 - 0,049 = 0,0450$ in. Bánh răng sẽ hoạt động, nhưng hiệu suất của chúng sẽ không cao.

Nên có một giải pháp thiết kế tốt hơn, chẳng hạn như việc sử dụng một bước răng kính nhỏ hơn cho các bánh răng cặp như được minh họa trong ví dụ 2.18.

❖ Ví dụ 2.18:

Bước răng kính (P) của các bánh răng trong ví dụ 2.17 được đổi từ 32 thành 32.8. Xác định tổng chiều dày răng.

Cả hai bánh răng có tổng dung sai là $0,0028$ in.

$$\Delta c = 0,0028 + 0,00269 + 0,0005 = 0,00599 \text{ in}$$

$$\text{Khoảng cách tâm ăn khớp khít } (C) = 0,5156 - 0,00599 = 0,5096 \text{ in}$$

$$\text{Inv } \phi_1 = 0,01994651$$

$$t_1 + t_2 = \frac{(15 + 18)(0,01994651 - 0,0149043) + 3,1416}{32,8} = 0,1009 \text{ in}$$

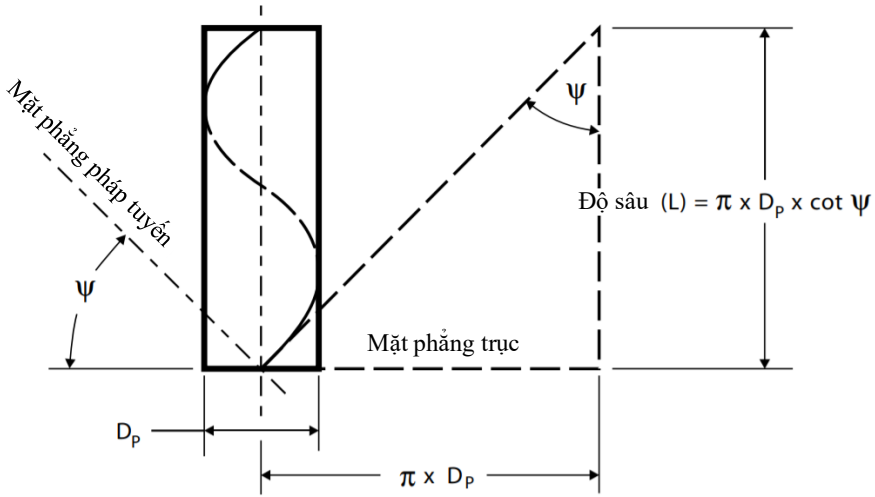
Từ Bảng 2.8, Chiều dày răng tối thiểu của bánh răng thứ nhất, trong đó có 15 răng và bước răng kính 32,8 là $1,5708/32,8 = 0,0478 \text{ in}$, giả sử, tối đa 0,0488 và tối thiểu 0,0468. Tổng chiều dày răng là 0,1009 in; do đó, chiều dày răng của bánh răng thứ hai là $0,100900 - 0,0488 = 0,0521$. Từ Bảng 2.8, chiều dày răng tối thiểu của bánh răng có 18 răng và bước răng kính bánh răng 32,8 là $1,5708/32,8 = 0,0478 \text{ in}$.

Bước răng kính 32,8 đã được đưa ra bằng thử nghiệm và lỗi bằng công thức 2.19. Ví dụ này trình bày sự tự do trong việc thiết kế và sản xuất các mẫu răng bánh răng PGT đặc biệt bằng phương pháp ép phun. Nên sử dụng bước răng kính là 32,8, thay vì 32 được chỉ định ban đầu.

2.11 Bánh răng trụ răng nghiêng nhựa nhiệt dẻo PGT

Bánh răng trụ răng nghiêng khác với bánh răng trụ răng thẳng, ở chỗ các răng của bánh răng trụ răng thẳng song song với đường tâm của trục còn các răng của bánh răng trụ răng nghiêng nằm trên đường xoắn ốc quay quanh đường tâm của trục. Thông số kỹ thuật của bánh răng trụ răng nghiêng có thêm ba yêu cầu mà không có trong bánh răng trụ răng thẳng. Đó là góc xoắn, hướng xoắn hoặc trái hoặc phải và bước xoắn. Bánh răng đối tiếp bánh răng trụ răng nghiêng có trục song song, cùng góc xoắn, nhưng hướng xoắn thì ngược lại.

Bước xoắn (L) của bánh răng trụ răng nghiêng là khoảng cách giữa một điểm trên bề mặt răng và điểm kết thúc của đường xoắn ốc quay quanh tâm 360° , trong mặt phẳng dọc trục, như trình bày trong hình 2.62, bước xoắn (L) bằng chu vi của một đường tròn đi qua điểm trên bề mặt răng nhân với cotangent góc xoắn (ψ).



Hình 2.62: Hình chiếu đứng của góc xoắn

Góc xoắn của bánh răng trụ răng nghiêng luôn luôn được xác định là góc xoắn nằm trên vòng chia tiêu chuẩn. Bước xoắn (L) được tính bằng công thức 2.20.

$$L D = \pi \psi \quad (2.20)$$

Trong đó:

L = chiều dài bánh răng

$\pi = 3,1416$

D_p = đường kính chia tiêu chuẩn

ψ = góc xoắn (độ)

Nguyên tắc cơ bản của truyền tải trong bánh răng trụ răng nghiêng là việc truyền tải luôn được thực hiện thông qua răng của bánh răng. Bởi vì bánh răng trụ răng nghiêng có răng sắp xếp theo hướng xoắn, và tải trọng đi qua bề mặt răng có góc. Do đó, bánh răng trụ răng nghiêng truyền tải bằng việc sử dụng hai mặt phẳng định hướng cơ bản, một trong hai là mặt phẳng pháp tuyến và còn lại là mặt phẳng dọc trục. Hình 2.63 trình bày bánh răng trụ răng nghiêng, với hai mặt cắt ngang và mối quan hệ của chúng với nhau, cùng với các phương trình đường sinh và các thuật ngữ phổ biến.

$$P = P_n \times \cos \psi \quad (2.21)$$

$$D_p = \frac{N}{P} = \frac{N}{P n \alpha \cos} \quad (2.22)$$

Trong đó:

ψ = góc xoắn

P = Bước răng kính

P_n = đường kính chia

D_p = đường kính tiêu chuẩn

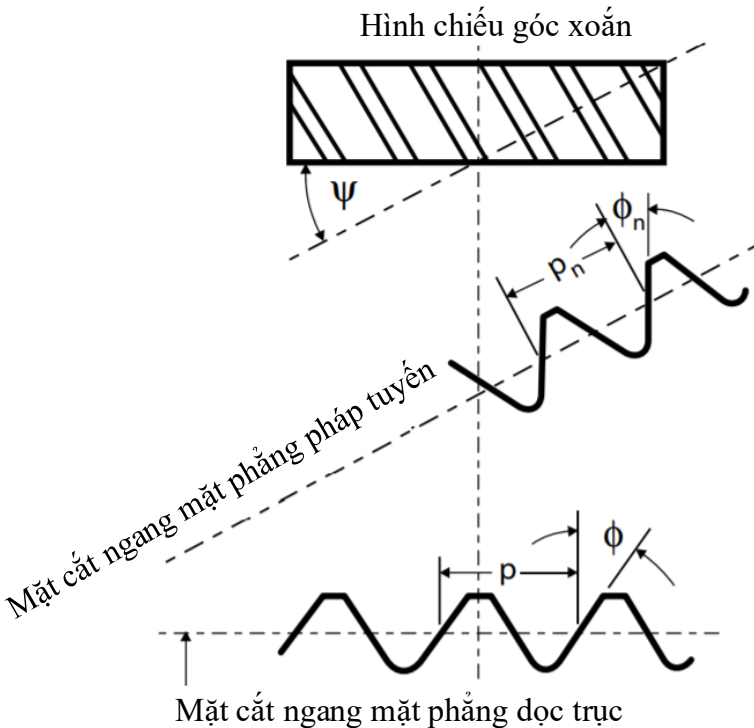
N = Số răng bánh răng

$$p = \text{bước vòng} = \frac{P_n}{\cos \varphi}$$

p_n = bước răng chia

$$\varnothing = \tan^{-1} \frac{\tan \varnothing_n}{\cos \varphi} = \text{góc xiên}$$

φ_n = góc xiên chia



Hình 2.63: Hướng nhìn bánh răng xoắn và phương trình

Hình dạng răng của bánh răng trụ răng nghiêng được xác định là hình dạng răng phù hợp với thanh răng góc trong mặt phẳng chuẩn. Đối với tất

cả bánh răng trụ răng nghiêng có góc xoắn không quá 23° và vận hành trên các trục song song, hình dáng răng được xác định là tương tự với hình dáng răng của bánh răng trụ răng thẳng. Cho phép sử dụng đường ăn khớp lý thuyết của bánh răng trụ răng thẳng để tạo ra răng của bánh răng trụ răng nghiêng. Mặc dù bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun không yêu cầu gia công lăn răng, nhưng không một lý do nào để rời bỏ những gì đã trở thành một thực tiễn được chấp nhận trong giới kỹ thuật.

Như với bánh răng trụ răng thẳng, một cặp bánh răng trụ răng nghiêng đang ăn khớp phải có một hệ số diện tích tiếp xúc thích hợp. Bánh răng trụ răng nghiêng có (a helical overlap) đáp ứng như một vùng tương tác thêm vào để truyền tải cao hơn và hiệu suất mượt mà.

Bước chiều trục bánh răng trụ răng nghiêng (p_x) bằng bước xoắn (L) chia cho tổng số răng (N)

$$p_x = L / N \quad (2.23)$$

$$p_x = \frac{\pi}{p_n \times \sin \varphi} \quad (2.24)$$

Trong đó:

P_x = bước chiều trục

L = bước răng

N = số răng

P_n = bước răng chia

ψ = góc xoắn (độ)

Một bánh răng trụ răng nghiêng có chiều rộng mặt mút bằng bước chiều trục thì có hệ số trùng khớp là 1,0. Để có được lợi ích từ sử dụng bánh răng trụ răng nghiêng, thì hệ số trùng khớp nên xấp xỉ thành 2.0. Nói cách khác, độ rộng mặt mút bánh răng trụ răng nghiêng nên gấp đôi bước chiều trục, hoặc gần với kích thước đó mà cân nhắc thiết kế cho phép khác. Chính hệ số trùng khớp, hay còn gọi là hệ số diện tích tiếp xúc bề mặt, làm bánh răng trụ răng nghiêng ưu việt hơn bánh răng trụ răng thẳng cho bộ truyền động yêu cầu mô men xoắn tối đa được truyền, hiệu suất trơn tru và vận hành êm ái.

Không giống bánh răng trụ răng thẳng, bánh răng trụ răng nghiêng gây ra lực đẩy lên các ổ lăn. Độ lớn của lực đẩy tăng theo góc xoắn và các góc xoắn lớn yêu cầu các hình dạng răng bánh răng trụ răng nghiêng đặc biệt. Bánh răng trụ răng nghiêng nhựa nhiệt dẻo ép phun có góc xoắn nên giữ trong khoảng từ 13° đến 23° . Khi lựa chọn, thì nên dùng một góc xoắn 18° .

Mọi thứ đã thảo luận trước đây về bánh răng trụ răng thẳng có thể giữ cho bánh răng trụ răng nghiêng. Thiết kế hình dạng răng PGT-1 thường được chỉ định cho bánh răng trụ răng nghiêng, mặc dù có thể có những trường hợp khi răng dài hơn, thiết kế dạng răng PGT-2 sẽ có lợi hơn. Các công thức cho bánh răng trụ răng thẳng được sửa đổi để tính đến góc xoắn. Và các phương trình được sửa đổi có thể dùng để thiết kế bánh răng trụ răng thẳng bằng cách cho giá trị góc xoắn bằng 0.

Với chiều dày răng pháp tuyến của bánh răng trụ răng nghiêng, đường kính đỉnh răng, đường kính chân răng và chiều dày răng pháp tuyến nhỏ nhất thu được bằng sử dụng các công thức bánh răng trụ răng xoắn PGT trong bảng dưới đây.

Bảng 2.13: PGT-1 Phương trình thiết kế bánh răng xoắn ốc

Đường kính bên ngoài	$D_O = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \psi} - 2.3158 \right) + (2.7475 \times t_n)$
Đường kính vòng chân răng	$D_R = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \psi} - 6.9758 \right) + (2.7475 \times t_n)$
Độ dày nhỏ nhất bánh răng tròn pháp tuyến	$t_n = \frac{1}{P_n} \left[2.3329 - \frac{N \times (1 - \cos^2 \phi)}{2.7475 \times \cos \psi} \right]$

Bảng 2.14: PGT-2 Phương trình thiết kế bánh răng xoắn ốc

Đường kính bên ngoài	$D_O = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \psi} - 2.0158 \right) + (2.7475 \times t_n)$
Đường kính vòng chân răng	$D_R = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \psi} - 7.2758 \right) + (2.7475 \times t_n)$
Độ dày nhỏ nhất bánh răng tròn pháp tuyến	$t_n = \frac{1}{P_n} \left[2.4793 - \frac{N \times (1 - \cos^2 \phi)}{2.7475 \times \cos \psi} \right]$

Trong đó:

D_o = đường kính vòng đỉnh (in)

D_R = đường kính vòng đáy (in)

P_n = đường kính pháp tuyến

N = số răng của bánh răng

t_n = chiều dày răng pháp tuyến tối thiểu (in)

$\psi = \text{góc xoắn (độ)}$

$$\varnothing = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \varphi} \right)$$

❖ **Ví dụ 2.19:**

Một bánh răng trụ răng nghiêng có 38 răng (N), một đường kính pháp tuyến (P_n) là 32, một góc xoắn (ψ) 18° , thiết kế dạng răng PGT-1 và chiều dày răng pháp tuyến (t_n) 0,0485 in. Xác định đường kính vòng đỉnh và đường kính vòng đáy răng.

$$P_n = 32, N = 38, t_n = 0,0475, \varphi = 18^\circ$$

$$D_o = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \varphi} - 2,3158 \right) + (2,7475 \times t_n) = 1,3067 \text{ in}$$

$$= \frac{1}{32} \left(\frac{38}{0,95105652} - 2,3158 \right) + (2,7475 \times 0,0475) = 1,3067 \text{ in}$$

$$D_R = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \varphi} - 6,9758 \right) + (2,7475 \times t_n)$$

$$= \frac{1}{32} \left(\frac{38}{0,95105652} - 6,9758 \right) + (2,7475 \times 0,0475) = 1,1611 \text{ in}$$

Cho chiều dày răng pháp tuyến của một bánh răng trụ răng nghiêng có số lượng răng nhỏ, đường kính vòng đỉnh lớn nhất sẽ cung cấp đạt được mặt vát đỉnh răng có được bằng cách sử dụng các phương trình sau đây.

$$D_o (Max) = \frac{N \times \cos \varnothing}{P_n \times \cos \varphi \times 1,07 \times \cos \varnothing_1}$$

Trong đó:

$D_o (Max)$ = đường kính bên ngoài lớn nhất (in)

t_n = độ dày bánh răng tròn pháp tuyến (in)

φ = góc xoắn ốc (độ)

$$\varnothing = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \varphi} \right) \quad Inv \varnothing_1 = \frac{t_n \times P_n}{N} + Inv \varnothing$$

❖ **Ví dụ 2.20:**

Một bánh răng xoắn có 10 răng (N), một đường kính pháp tuyến (P_n) là 32, một góc xoắn (ψ) là 18° và chiều dày răng pháp tuyến (t_n) là 0,0666 in.

Xác định đường kính vòng đỉnh lớn nhất.

$$N = 10, P_n = 32, \varphi = 18^\circ, \cos \varphi = 0,95105652$$

$$\varnothing = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \varphi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{0,95105652} \right) = 20,9419^\circ$$

$$\cos \varnothing = 0,93394337 \quad \text{Inv} \varnothing = 0,01719592$$

$$\varnothing_1 = 45,8404^\circ \quad \cos \varnothing_1 = 0,697165$$

$$D_o (\text{Max}) = \frac{N \times \cos \varnothing}{P_n \times \cos \varphi \times 1.017 \times \cos \varnothing_1}$$

Tìm đường kính bên ngoài bằng phương trình khác:

$$D_o = \frac{1}{P_n} \left(\frac{N}{\cos \varphi} - 2,3158 \right) + (2,7475 \times t_n)$$

$$\frac{1}{32} \left(\frac{10}{0,95105652} - 2,3158 \right) + (2,7475 \times 0,0666) = 0,4391 \text{ in}$$

Đường kính vòng đỉnh 0,4328 phải được chỉ định cho bánh răng trụ răng nghiêng, bởi vì nó là giá trị đường kính vòng đỉnh nhỏ hơn thu được bởi hai phương trình.

❖ Ví dụ 2.21:

Một bánh răng xoắn có 16 răng (N), một đường kính pháp tuyến (Pn) là 24, một góc xoắn (ψ) là 18° và thiết kế dạng răng PGT-1. Xác định chiều dày răng pháp tuyến tối thiểu cần thiết để tránh sức mẻ của răng.

$$P_n = 24, N = 16, \varphi = 18^\circ, \cos \varphi = 0,95105652$$

$$\varnothing = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \varphi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{0,95105652} \right) = 20,9419^\circ$$

$$\cos \varnothing = 0,93394337 \quad \cos^2 \varnothing = 0,87225022$$

Chiều dày răng pháp tuyến:

$$t_n = \frac{1}{P_n} \left(2,3329 - \frac{N \times (1 - \cos^2 \varnothing)}{2,7475 \times \cos \varphi} \right)$$

$$= \frac{1}{24} \left(2,3329 - \frac{16 \times (1 - 0,87225)}{2,7475 \times 0,951056} \right) = 0,0646 \text{ in}$$

2.11.1 PTG-1 Cân bằng lực trong ăn khớp bánh răng xoắn

Số răng, bước kính răng pháp tuyến, góc áp lực và góc xoắn của cặp bánh răng trụ răng nghiêng PGT-1 đối tiếp được dùng để tính chiều dày răng pháp tuyến. Ứng suất uốn vật liệu bánh răng nhân với hệ số giữa chiều cao răng chia cho chiều dày răng pháp tuyến sẽ bằng ứng suất cân bằng trong cả hai bánh răng trụ răng nghiêng.

Các công thức dưới đây được sử dụng, dựa trên số răng có được từ công thức 2.25.

$$\text{Số răng (N)} = \frac{2,0938 \times \cos \psi}{1 - \cos \varphi} \quad (2.25)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng chủ động và bánh răng có ít hơn 30 răng, tính chiều dày răng

$$t_{nP} = \frac{1}{P_n} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times N_p \times (1 - \cos \varphi)}{\cos \psi} \right] \quad (2.26)$$

$$t_{nG} = \frac{1}{P_n} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times N_G \times (1 - \cos \varphi)}{\cos \psi} \right]$$

Bánh răng trụ răng nghiêng có ít hơn 30 răng và bánh răng có 30 răng trở lên, để tính toán chiều dày răng bình thường

$$t_{nP} = \frac{1}{P_n} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times N_p \times (1 - \cos \varphi)}{\cos \psi} \right] \quad (2.27)$$

$$t_{nG} = \frac{N_G}{P_n} \left[\frac{P_n \times B \times \cos \psi}{N_G - (2,038 \times \cos \psi)} + Inv \varphi_G - Inv \varphi \right] \quad (2.28)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng và bánh răng có 30 răng trở lên, để tính toán chiều dày răng bình thường

$$t_{nP} = \left[\frac{N_p \times N_G - (2,0938 \times \cos \psi)}{N_p - (2,0938 \times \cos \psi)} \right] \left[\frac{t_{nG}}{N_G} + \frac{Inv \varphi - Inv \varphi_P}{P_n} \right] - N_p \left(\frac{Inv \varphi - Inv \varphi_P}{P_n} \right)$$

$$t_{nG} = \frac{N_G}{P_n} \left[\frac{P_n \times B \times \cos \psi}{N_G - (2,038 \times \cos \psi)} + Inv \varphi_G - Inv \varphi \right]$$

$$B = \frac{N_p \times \cos \varphi}{P_n \times \cos \psi} \left(\frac{P_n \times t_{nP}}{N_p} + \text{Inv} \varphi \right)$$

$$\varphi_p = \cos^{-1} \left[\frac{N_p \times \cos \varphi}{N_p - (2,0938 \times \cos \psi)} \right]$$

$$\varphi_G = \cos^{-1} \left[\frac{N_G \times \cos \varphi}{N_G - (2,0938 \times \cos \psi)} \right]$$

Với:

P_n = Bước pháp tuyến

B = Độ dày không đổi của bánh răng nghiêng

N = Số răng (xác định phương trình nào được sử dụng)

ψ = Góc nghiêng (độ)

N_p = Số răng của pi-nhông

N_G = Số răng của bánh răng

t_{nP} = Chiều dày răng của pi-nhông (in)

t_{nG} = Chiều dày răng của bánh răng (in)

$$\varphi = \text{Góc áp lực} = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \psi} \right)$$

❖ Ví dụ 2.22:

Bánh răng nghiêng có 10 răng (N_p) dẫn bánh răng có 24 răng (N_G).

Bước pháp tuyến (P_N) là 24, góc xoắn (ψ) là 18° . Thiết kế dạng răng PGT-1 là bắt buộc. Xác định chiều dày của răng để cân bằng lực trong răng.

$$P_n = 24, N_p = 10, N_G = 24, \psi = 18^\circ, \cos \psi = 0,95105652$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \psi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{0,95105652} \right) = 20,9419^\circ$$

$$\cos \varphi = 0,93394337$$

$$N = \frac{2,0938 \times \cos \psi}{1 - \cos \varphi} = \frac{2,0938 \times 0,95105652}{1 - 0,93394337} = 30,146 \quad \text{hoặc 30 răng.}$$

Bởi vì cả hai bánh răng nghiêng và bánh răng có ít hơn 30 răng, Phương trình 2.26 và 2.27 được lựa chọn để tính chiều dày của bánh răng nghiêng và bánh răng để có được sự cân bằng độ bền răng trong cả hai bánh răng.

$$t_{nP} = \frac{1}{P_n} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times N_p \times (1 - \cos \varphi)}{\cos \psi} \right]$$

$$= \frac{1}{24} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times 10 \times (1 - 0,93394337)}{0,95105652} \right] = 0,0866 \quad \text{in}$$

$$t_{nG} = \frac{1}{P_n} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times N_G \times (1 - \cos \varphi)}{\cos \psi} \right]$$

$$= \frac{1}{24} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times 24 \times (1 - 0,93394337)}{0,95105652} \right] = 0,0719 \quad \text{in}$$

Chiều dày răng của pi-nhông = 0,0866 in.

Chiều dày răng của bánh răng = 0,0719 in.

❖ Ví dụ 2.23:

Một bánh răng nghiêng có 16 răng (N_p) dẫn một bánh răng có 36 răng (N_G). Bước pháp tuyến (P_n) là 24 và góc xoắn (ψ) là 18° . Thiết kế dạng răng PGT-1 là bắt buộc. Xác định chiều dày của răng để cân bằng lực trong răng.

Bởi vì bánh răng truyền có số răng nhỏ hơn 30 và bánh răng có số răng lớn hơn 30 nên chọn công thức 2.26 và 2.28.

$$P_n = 24, N_p = 16, N_G = 36, \cos \varphi = 0,93394, \cos \psi = 0,951056$$

$$\varphi = 20,9419^\circ, \text{inv}\varphi = 0,01719592$$

$$t_{nP} = \frac{1}{P_n} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times N_p \times (1 - \cos \varphi)}{\cos \psi} \right]$$

$$= \frac{1}{24} \left[2,3329 - \frac{0,36397023 \times 16 \times (1 - 0,93394337)}{0,95105652} \right] = 0,0847 \text{ in}$$

$$\varphi_G = \cos^{-1} \left[\frac{N_G \times \cos \varphi}{N_G - (2,0938 \times \cos \psi)} \right]$$

$$= \cos^{-1} \left[\frac{36 \times 0,93394337}{36 - (2,0938 \times 0,95105652)} \right] = \cos^{-1} (0,988628) = 8,75^\circ$$

$$\text{Inv}\varphi_G = 0,000099842$$

$$B = \frac{N_p \times \cos \varphi}{P_n \times \cos \psi} \left(\frac{P_n \times t_{np}}{N_p} + \text{Inv}\varphi \right)$$

$$= \frac{16 \times 0,93394337}{24 \times 0,95105652} \left(\frac{24 \times 0,0847}{16} + 0,01719592 \right) = 0,0901137$$

$$t_{nG} = \frac{N_G}{P_n} \left[\frac{P_n \times B \times \cos \psi}{N_G - (2,0938 \times \cos \psi)} + \text{inv}\varphi_G - \text{inv}\varphi \right]$$

$$= \frac{36}{24} \left[\frac{24 \times 0,0901137 \times 0,95105652}{36 - (2,0938 \times 0,95105652)} + 0,00009984 - 0,01719592 \right]$$

$$= 0,0694 \text{ in}$$

Chiều dày răng pháp tuyến của pi-nhông = 0,0847 in.

Chiều dày răng pháp tuyến của bánh răng = 0,0694 in.

2.11.2 PGT-1 Khoảng cách trung tâm của bánh răng nghiêng ăn khớp

Cho số răng bánh răng và pi-nhông trụ răng nghiêng, bước kính răng, góc xoắn và thiết kế dạng răng PGT-1, khoảng cách tâm mà cặp bánh răng sẽ ăn khớp khít được xác định theo công thức 2.29.

$$\text{Khoảng cách tâm} = C = \frac{(N_p + N_G) \times \cos \varphi}{2 \times P_n \times \cos \psi \times \cos \psi_p} \quad (2.29)$$

Với:

N = Số răng, được xác định bởi phương trình 2.25

ψ = Góc xoắn (độ)

N_p = Số răng của bánh răng truyền

N_G = Số răng của bánh răng

t_{np} = Độ dày răng của pi-nhông (in)

t_{nG} = Độ dày răng của bánh răng (in)

$$\varphi = \text{Góc áp lực} = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \psi} \right)$$

$$\varphi_p = \text{Góc thân khai} = \frac{P_n(t_{nP} + t_{nG}) - \pi}{N_p + N_G} + \text{Inv} \varphi$$

❖ **Ví dụ 2.24**

Hai bánh răng nghiêng PTG-1 ăn khớp nhau các thông số kỹ thuật cơ bản được đưa ra ở dưới. Tìm khoảng cách tâm mà tại đó chúng ăn khớp nhau.

Thông số kỹ thuật	Bánh răng truyền	Bánh răng
Số răng (N)	14	38
Bước pháp tuyến (P_n)	32	32
Góc xoắn (ψ)	18 ^o	18 ^o
Mẫu răng thiết kế	PGT-1	PGT-1
Độ dày răng theo tiêu chuẩn (t_n)	0,0618	0,0372

$$N_p = 14, \quad N_G = 36, \quad P_n = 32, \quad t_{nP} = 0,0618, \quad t_{nG} = 0,0372, \quad \psi = 8^\circ, \\ \cos = 0,95105652$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{\cos \psi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,36397023}{0,95105652} \right) = 20,9419^\circ$$

$$\cos \varphi = 0,93394337 \quad \text{Inv} \varphi = 0,01719592$$

$$\text{Inv} \varphi_p = \frac{P_n(t_{nP} + t_{nG}) - \pi}{N_p + N_G} + \text{Inv} \varphi$$

$$= \frac{32(0,0618 + 0,0372) - 3,1416}{14 + 38} + 0,01719592 = 0,0177$$

$$C = \frac{(N_p + N_g) \cos \varphi}{2 \times P_n \times \cos \psi \times \cos \varphi_p} = \frac{(14 + 38) \times 0,93394337}{2 \times 32 \times 0,95105652 \times 0,932538} = 0,85566 \text{ in}$$

Khoảng cách tâm ăn khớp = 0,8556 in.

2.12 Công suất định mức của bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng PGT

Trong phần này, một phương trình phức tạp hơn sẽ được xây dựng cụ thể, sử dụng để ước tính khả năng chịu tải của bánh răng trụ răng thẳng và nghiêng nhựa nhiệt dẻo ép phun, được thiết kế phù hợp với Plastic Gearing Technology Tooth System.

Do số lượng vật liệu nhiệt dẻo khác nhau được phát triển cho các ứng dụng bánh răng, nên tham khảo ý kiến của các kỹ sư vật liệu, để có được các thông tin mới nhất về khả năng chịu tải của vật liệu, hệ số ma sát. Mòn, co rút và đặc tính khi ép phun của vật liệu nhựa nhiệt dẻo.

Phương trình công suất cơ sở (2.30) phù hợp cho các bánh răng trụ răng thẳng và nghiêng nhựa nhiệt dẻo ép phun.

$$HP = \frac{D_p \cdot F \cdot n \cdot J \cdot \sigma \cdot F \cdot K_T \cdot K_L}{126000 \cdot P \cdot S_F \cdot K_S} \quad (2.30)$$

Trong đó:

- H_p : công suất
- D_p : đường kính vòng chia của bánh răng
- d_p : đường kính vòng chia của pi-nhông
- N_G : số răng của bánh răng
- N_p : số răng của pi-nhông
- F : độ rộng mặt mút (in)
- n : tốc độ (vòng/phút)
- J : PTG yếu tố hình học hệ thống bánh răng (Bảng 2.15)
- σ : ứng suất kéo của nhựa nhiệt dẻo (psi)
- K_T : chỉ số nhiệt độ
- T : nhiệt độ tối đa bánh răng (°F)
- K_L : độ bền
- P : bước răng
- S_F : độ bền lâu (Bảng 2.16)

- K_s : độ an toàn

- R = hệ số = (số răng của bánh răng N_G)/(số răng của pi-nhông N_p)

$$d_p = \frac{2.C}{R+1} \quad (2.32) \quad D_p = \frac{2.C.R}{R+1} \quad (2.33)$$

Các tham số cơ bản cho phương trình công suất bánh răng PGT

1. Đường kính vòng chia khi vận hành (D_p, d_p)

Đường kính vòng chia khi vận hành của bánh răng và pi-nhông không được xác định cho đến khi bánh răng và pi-nhông ăn khớp với nhau. Bánh răng có số răng ít hơn thì gọi là pi-nhông hoặc bánh răng đối tiếp.

2. Độ rộng bề mặt mút (F)

F = Chiều rộng bề mặt hiệu quả là tiếp xúc với khớp nối của bánh răng.

3. Tốc độ (n)

n = số vòng quay trong một phút.

4. PTG yếu tố hình học hệ thống bánh răng (J)

Yếu tố hình học (J) cho PGT-1 và PGT-2 thiết kế hình dáng răng được xác định trong Bảng 2.15.

Bảng 2.15: Hệ thống yếu tố hình học bánh răng PGT (ABA/PGT)

Thiết kế răng	PGT-1	PGT-2
Yếu tố hình học (J)	0,75	0,65

5. Ứng suất kéo của nhựa nhiệt dẻo (σ)

Ứng suất kéo của nhựa nhiệt dẻo có thể thu được thông tin từ các đặc tính từ nhà cung cấp nhựa dẻo, hoặc trực tiếp từ đại diện kỹ thuật, hoặc từ tiếp thị tổ chức kỹ thuật của công nghệ phun ép nhựa nhiệt dẻo cho các ứng dụng bánh răng.

6. Chỉ số nhiệt độ (K_T)

Chỉ số nhiệt độ cho phép làm giảm ứng suất kéo của nhựa nhiệt dẻo khi nhiệt độ tăng lên.

$$K_T = 1,0 - [(T-73) \times 0,003]$$

7. Độ bền (K_L)

Độ bền điều chỉnh tỉ lệ công suất cho số chu kỳ cần của bánh răng trước khi nó bị hư hỏng

$$KL = 1,0 - (\log M/5)$$

Trong đó: M = HP điều kiện mức độ hư hỏng = (n x giờ hư hỏng x 60)/10⁶.

8. *Bước răng chuẩn (P)*

P = Bước răng chuẩn của bu-lông và bánh răng xoắn.

9. *Độ bền lâu của hệ thống bánh răng PTG (S_p)*

Độ bền lâu dẫn đến tính toán bản chất của vật nặng trên cơ chế bị điều khiển bởi bánh răng. Độ bền lâu thu được trong bảng bên dưới.

Bảng 2.16: *Độ bền lâu của hệ thống bánh răng PTG (S_p) (ABA/PGT)*

Loại tải	Yếu tố phụ 1/2 giờ/ngày	Yếu tố thất thường 3 giờ/ngày	8-10 giờ/ngày	24 giờ/ngày
Độ cứng	0,50	0,80	1,00	1,25
Sự rung động nhẹ	0,80	1,00	1,25	1,50
Sự rung động vừa	1,00	1,25	1,50	1,75
Sự rung động mạnh	1,25	1,50	1,75	2,00

10. *Độ an toàn (K_d)*

Hệ số an toàn có giá trị trong khoảng từ 1,0 đến 3,0, nếu muốn mức độ tin cậy cao, thì có thể tăng hệ số an toàn lên 1,25 hoặc 1,50.

❖ **Ví dụ 2.25:**

Cặp bánh răng trụ răng nghiêng được thiết kế cho giảm tốc độ của hệ thống truyền động trong thiết bị gia dụng. Pi-nhông và bánh răng có 14 và 38 răng, bước răng chuẩn là 32. PGT-1 răng thiết kế được ghi rõ và răng hình thành là để đã cân bằng sức bền. Khoảng cách trung tâm hoạt động là 0,8556 in, pi-nhông và bánh răng có độ rộng bề mặt là 0,800 in.

Pi-nhông xoay với tốc độ 1,800 rpm. Hệ thống truyền động hoạt động gián đoạn cho một hoặc hai giờ mỗi ngày và là vật nặng có rung động nhẹ. tuổi thọ 3,000 giờ là bắt buộc. Bánh răng xoắn đã được bôi trơn. pi-nhông là ép khuôn bằng nhựa nhiệt dẻo có ứng suất là 9,500 trên một

inch² và bánh răng được làm bằng nhựa nhiệt dẻo có ứng suất là 8,000 trên một inch².

$$HP = \frac{D_p \cdot F \cdot n \cdot J \cdot \sigma \cdot F \cdot K_T \cdot K_L}{126000 \cdot P \cdot S_F \cdot K_S} (*)$$

- Đường kính vòng chia (D_p, d_p)

$$C = 0,8556; \quad R = \frac{N_G}{N_p} = \frac{38}{14} = 2,714$$

$$d_p = \frac{2 \cdot C}{R+1} = \frac{2 \cdot 0,8556}{2,714+1} = 0,46$$

- Độ rộng bề mặt (F)

$$F = 0,800 \text{ in}$$

- Tốc độ (n)

$$n = 1500 \text{ rpm}$$

- PTG yếu tố hình học hệ thống bánh răng (J)

$$J = 0,75 \text{ (Bảng 2.15)}$$

- Ứng suất kéo của nhựa nhiệt dẻo (σ)

$$\sigma = 9500 \text{ psi}$$

- Chỉ số nhiệt độ (K_T)

$$T = 175 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$K_T = 1,0 - [(T-73) \cdot 0,003]$$

$$= 1,0 - [(175-73) \cdot 0,003] = 0,694$$

- Độ bền (K_L)

$$K_L = 1,0 - (\log M/5)$$

$$M = HP \text{ điều kiện mức độ hư hỏng} = (n\text{-giờ hư hỏng}-60)/10^6$$

$$n = 1800 \text{ rpm. Giờ hư hỏng} = 3000$$

$$M = \frac{1800 \cdot 3000 \cdot 60}{10^6} = 324$$

$$K_L = 1,0 - \log(324/5) = 0,484$$

- Bước răng chuẩn (P)

$$P = 32$$

- Độ bền lâu của hệ thống bánh răng PTG (S_F)

$$S_F = 1.0 \text{ (Bảng 2.16)}$$

- Độ an toàn (K_S)

Hệ thống pi-nông và bánh răng thiết kế cho khả năng truyền động và đã cân bằng được sức bền của răng. Hệ số tỷ lệ là 2.714 và có 75% giờ nghỉ ngơi. Mức độ bôi trơn được cung cấp. Chỉ số an toàn là 1.2 có độ tin cậy tốt.

$$K_S = 1,2$$

$$\Rightarrow \text{thay vào (*): } HP = \frac{0,46 \cdot 0,80 \cdot 1800 \cdot 0,75 \cdot 9500 \cdot 0,694 \cdot 0,484}{126000 \cdot 32 \cdot 1 \cdot 1,2} = 0,327$$

❖ Ví dụ 2.26:

$$HP = \frac{D_p \cdot F \cdot n \cdot J \cdot \sigma \cdot F \cdot K_T \cdot K_L}{126000 \cdot P \cdot S_F \cdot K_S} \quad (*)$$

- Đường kính vòng chia (D_p)

$$D \frac{2 \cdot C \cdot R}{R+1} \frac{2,0,8556 \cdot 2,714}{2,714+1} P$$

- Độ rộng bề mặt (F)

$$F = 0,800 \text{ in}$$

- Tốc độ (n)

$$n = 1800/2,714 = 6663,22 \text{ rpm}$$

- PTG yếu tố hình học hệ thống bánh răng (J)

$$J = 0,75 \text{ (Bảng 2.15)}$$

- Ứng suất kéo của nhựa nhiệt dẻo (σ .)

$$\sigma = 8000 \text{ psi}$$

Chỉ số nhiệt độ (K_T)

$$T = 175 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$K_T = 1,0 - [(T-73) \cdot 0,003]$$

$$= 1,0 - [(175-73) \cdot 0,003] = 0,694$$

- Độ bền (K_L)

$$K_L = 1,0 - (\log M/5)$$

$$M = \text{HP điều kiện mức độ hư hỏng} = (n.\text{giờ hư hỏng}.60)/10^6$$

$$n = 663,22 \text{ rpm. Giờ hư hỏng} = 3000$$

$$M = \frac{663,2.3000.60}{10^6} = 119,38$$

$$K_L = 1.0 - \log (119,38/5) = 0,545$$

- *Bước răng chuẩn (P)*

$$P = 32$$

- *Độ bền lâu của hệ thống bánh răng PTG (S_F)*

$$S_F = 1.0 \text{ (Bảng 2.16)}$$

- *Độ an toàn (K_S)*

$$K_S = 1,2$$

$$\Rightarrow \text{thay vào (*): } HP = \frac{1,120.0,80.663,22.0,75.8000.0,694.0,545}{126000.32.1.12} = 0,278$$

Công suất công suất cho pi-nhông xoắn là 0,327, và nó cao hơn công suất cho bánh răng xoắn (0,278). Để thiết lập công suất công suất cho hệ thống truyền động, giảm giá trị tính toán của pi-nhông xoắn ốc và bánh răng. Công suất công suất tính của hệ thống truyền động là 0,278.

2.13 Thông số kỹ thuật cho bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng

Bước cuối cùng của việc thiết kế bánh răng là chuẩn bị một bản vẽ chi tiết, trong đó liệt kê toàn bộ số liệu cần thiết để chế tạo và kiểm tra. Số liệu trong bản vẽ phải được trình bày đúng cách để tránh gây nhầm lẫn. Sự không rõ ràng trong việc ghi các thông số kỹ thuật của bánh răng sẽ dẫn đến việc chỉnh sửa khuôn ép gây tốn kém và mất thời gian.

Có ba dạng số liệu kỹ thuật trong tài liệu thiết kế bánh răng:

- Nhóm đầu tiên bao gồm các số liệu cơ bản về thiết kế của bánh răng.
- Nhóm thứ hai bao gồm các số liệu được sử dụng trong quy trình ép phun và kiểm tra.
- Nhóm thứ ba bao gồm các số liệu tham chiếu kỹ thuật.

Bảng 2.17 dựa trên The American Gear Manufacturers Association, Standards Department; bảng này có thể được các kỹ sư dùng như biên bản kiểm tra cho nhiều tài liệu thiết kế khác nhau đi cùng bản vẽ bánh răng.

Bảng 2.17: Danh sách kiểm tra bu-lông và bánh răng xoắn

Loại dữ liệu	Thông số thiết kế bánh răng	Bánh răng thẳng	Bánh răng xoắn	Tùy chọn	Số lượng
Thông số kỹ thuật cơ bản	Số răng	X	X		1
	Đường kính bước răng	X			2
	Đường kính bước răng thông thường		X		3
	Đường kính bước răng theo hướng ngang			X	4
	Góc áp lực	X			5
	Góc áp lực thông thường		X		6
	Góc áp lực theo hướng ngang			X	7
	Góc xoắn		X		8
	Tay xoắn		X		9
	Đường kính bước răng tiêu chuẩn	X	X		10
	Dạng răng	X	X		11
	Chiều cao đỉnh răng			X	12
	Tổng độ sâu			X	13
	Độ dày tròn tối đa trên bước răng tròn tiêu chuẩn	X			14
	Độ dày tròn thông thường tối đa trên bước răng tròn tiêu chuẩn		X		15
Đo đạc và kiểm tra	Bán kính bánh răng thử nghiệm	X	X		16
	Chất lượng loại A.G.M.A	X	X		17
	Tổng lỗi lớn nhất	X	X		18
	Tổng lỗi lớn nhất ăn răng	X	X		19
	Áp suất thí nghiệm			X	20

Bảng 2.18 và 2.19 trình bày số liệu ghi trên bản vẽ của một cặp bánh răng trụ răng thẳng thiết kế răng PGT-1. Hai bảng thông số kỹ thuật cuối cùng (Bảng 2.20 và 2.21) trình bày số liệu ghi trên bản vẽ của một cặp bánh răng trụ răng nghiêng thiết kế răng PGT-1. Tài liệu thiết kế bánh răng được trình bày theo định dạng của The American Gear Manufacturers Association.

Hình dạng thiết kế răng PGT được xác định tốt nhất bằng cách đưa nó vào bản vẽ kích thước của bánh răng. Tài liệu thiết kế cho hình dạng thiết kế răng theo hệ thống PGT dựa trên bước răng kính 1.0 (Bảng 2.8, 2.9, 2.10 và 2.11), đối với các bước răng kính khác, lấy các giá trị đã có chia cho bước răng kính đang dùng để có được chiều dày răng, vòng đỉnh và vòng đáy.

Trong quá trình kiểm tra, thực hiện yêu cầu cho bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun vào ăn khớp khít với một bánh răng cái có kích thước chính xác trong một thiết bị đo khoảng cách tâm. Bán kính kiểm nghiệm của bánh răng là khoảng cách tâm, như được đo, bé hơn một nửa đường kính vòng chia của bánh răng cái. Khi bánh răng được quay với bánh răng cái qua 360° bán kính kiểm nghiệm sẽ thay đổi từ giá trị cao đến giá trị thấp (xem Hình 2.45). Để bánh răng có thể dùng được, các giá trị cao và thấp phải nằm trong giới hạn dung sai tối đa và tối thiểu cho phép.

Các thông số kỹ thuật của bánh răng cái được cung cấp bởi nhà sản xuất khuôn bánh răng; do đó, không nên mua bánh răng cái tại thời điểm đang lập bản vẽ thiết kế. Trong trường hợp phải mua sớm, bán kính kiểm nghiệm xác định được có thể được ứng dụng nếu bánh răng cái là một bánh răng lý tưởng về mặt lý thuyết có đường kính vòng chia đã biết, hoặc nếu bánh răng được quay ăn khớp khít với một bánh răng tiêu chuẩn.

Sau khi có sẵn bánh răng cái, tốt nhất là thay đổi bán kính kiểm nghiệm để phù hợp với các thông số kỹ thuật được cung cấp và ghi rõ bánh răng cái sẽ dùng.

Để xác định bán kính kiểm nghiệm được thiết lập trong tài liệu thiết kế, khoảng cách tâm khi ăn khớp được tính bằng cách sử dụng phương trình khoảng cách tâm (C). Hai phép tính được thực hiện: một tính toán lớn nhất và một tính toán khác nhỏ nhất cho chiều dày răng bánh răng. Khoảng cách tâm lớn nhất sẽ được cộng một nửa tổng dung sai và khoảng cách tâm nhỏ nhất sẽ được trừ đi một nửa tổng dung sai. Đây là các giá trị lớn nhất và nhỏ nhất của khoảng cách tâm khi ăn khớp, thu được khi bánh răng được quay với bánh răng cái bằng dụng cụ đo khoảng cách tâm. Để có được các giá trị lớn nhất và nhỏ nhất của bán kính kiểm nghiệm, một nửa đường kính vòng chia của bánh răng cái được trừ đi các giá trị lớn nhất và nhỏ nhất của khoảng cách tâm ăn khớp khít.

Nếu mẫu thử đầu tiên của bánh răng nhựa được chế tạo bằng các phương pháp gia công cơ không đạt yêu cầu khi thử nghiệm, thì việc thay đổi bánh

răng được thực hiện bằng một vài điều chỉnh đối với máy công cụ. Nhưng mà, đối với công nghệ ép phun, các mẫu thử đầu tiên cho việc thay đổi bánh răng nhựa nhiệt dẻo chỉ được xem xét sau khi mẫu thử hoặc khuôn sản xuất đã được chế tạo. Nếu bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun không đạt yêu cầu, cần phải thay đổi thiết kế trên khuôn, thì những thay đổi này sẽ vừa làm mất thời gian vừa gây tốn kém. Do đó, điều cần thiết là thiết kế cuối cùng của một bánh răng nhựa nhiệt dẻo ép phun phải là kết quả của quá trình nghiên cứu chặt chẽ và số liệu ghi trên bản vẽ phải chính xác và cụ thể, để không xảy ra trường hợp đọc sai số liệu.

Bảng 2.18: PGT thông số kỹ thuật bánh răng thẳng
(theo Plastic Gearing Technology Inc)

Thông số bánh răng thẳng		Giá trị
Thông số kỹ thuật cơ bản	Số răng	15
	Đường kính bánh răng	76
	Góc áp lực	20°
	Bước răng tiêu chuẩn	0,1974
	Biên dạng răng	PGT-4
	Chiều cao đỉnh răng	0,0178
	Tổng chiều sâu	0,0399
	Tỉ số độ dày răng trên bước răng tiêu chuẩn	0,0278 Max 0,0268 Min
Đo đạc và kiểm tra	Bán kính bánh răng	0,1093 Max 0,1059 Min
	Chất lượng AGMA	Q7
	Dung sai tối đa	0,0021
	Dung sai ăn khớp răng	0,0015
	Thông số bánh răng chính	152 T, 0,0207 CTT
	Lực theo phương oz	5
	Đường kính bu-lông	0,025
	Khoảng cách hai bu-lông (chỉ thiết lập)	0,2475 Max 0,2458 Min
Đường kính vòng đỉnh	0,2440 Max 0,2410 Min	

Tham khảo kỹ thuật	Phần bánh răng ăn khớp	Bánh răng
	Số răng trong ăn khớp	120
	Khoảng cách vận hành	0,8780 Max 0,8750 Min

Bảng 2.19: PGT thông số kỹ thuật bánh răng thẳng
(theo Plastic Gearing Technology Inc)

Thông số bánh răng thẳng		Giá trị
Thông số kỹ thuật cơ bản	Số răng	120
	Đường kính bánh răng	76
	Góc đặt lực	20°
	Đường kính tiêu chuẩn	1,5789
	Loại răng	PGT-4
	Chiều cao đỉnh răng	0,0178
	Chiều sâu tổng	0,0399
Đo đạc và kiểm tra	Tính toán chiều dày răng bình thường trên vòng tròn tiêu chuẩn	0,0017 Max 0,0007 Min
	Bán kính bánh răng	0,7630 Max 0,7590 Min
	Chất lượng AGMA	Q7
	Dung sai tối đa	0,0025
	Dung sai ăn khớp răng	0,0012
	Thông số bánh răng chính	152 T, 0,0207 CTT
	Lực theo phương oz	5
	Đường kính bu-lông	0.028
	Khoảng cách hai bu-lông (chỉ thiết lập)	1,5777 Max 1,5744 Min
	Đường kính vòng đỉnh	1,5630 Max 1,5580 Min
Đường kính vòng đáy ren tối đa	1,4826	
Tham khảo kỹ thuật	Phần bánh răng ăn khớp	Pi-nhông
	Số răng ăn khớp	15
	Khoảng cách vận hành	0,8780 Max 0,8750 Min

Bảng 2.20: Ví dụ về thông số kỹ thuật bánh răng xoắn ốc PGT

Thông số bánh răng xoắn		Giá trị
Thông số kỹ thuật cơ bản	Số răng	15
	Đường kính răng tiêu chuẩn	16
	Góc lực tiêu chuẩn	20°
	Góc xoắn	18°
	Hướng góc xoắn	R.H
	Đường kính răng tiêu chuẩn	0,9857
	Loại răng	PGT-1
	Chiều cao đỉnh răng	0,0625
	Chiều sâu tổng	0,1456
	Tỉ số độ dày răng trên bước răng tiêu chuẩn	0,1221 Max 0,1201 Min
Chế tạo và kiểm tra	Bán kính răng	0,5259 Max 0,5191 Min
	Chất lượng AGMA	Q7
Đo đạc và kiểm tra	Tổng dung sai tối đa	0,0043
	Dung sai ăn khớp	0,0021
	Thông số bánh răng chính	$N = 30,$ $m = 0,0982$
	Lực theo phương oz	15
	Đường kính bu-lông	0,110
	Khoảng cách hai bu-lông (chỉ thiết lập)	1,1835 Max 1,1798 Min
	Chiều dài ren	9,5310
	Đường kính vòng đỉnh	1,1835 Max 1,1798 Min
	Đường kính vòng đáy răng	0,8853

Tham khảo kỹ thuật	Phần bánh răng ăn khớp	Bánh răng
	Số răng ăn khớp	45
	Khoảng cách vận hành	2,0160 Max 2,0110 Min

Bảng 2.21: Ví dụ về thông số kỹ thuật bánh răng xoắn ốc PGT

Thông số bánh răng xoắn		Giá trị
Thông số kỹ thuật cơ bản	Số răng	45
	Đường kính răng tiêu chuẩn	16
	Góc lực tiêu chuẩn	20°
	Góc xoắn	18°
	Hướng góc xoắn	L.H
	Đường kính răng tiêu chuẩn	2,9572
	Loại răng	PGT-1
	Chiều cao đỉnh răng	0,0625
	Chiều sâu tổng	0,1456
	Tỉ số độ dày răng trên bước răng tiêu chuẩn	0,0961 Max 0,0941 Min
Chế tạo và kiểm tra	Bán kính răng	1,4781 Max 1,4707 Min
	Chất lượng AGMA	Q7
	Tổng dung sai tối đa	0,0047
	Dung sai ăn khớp	0,0017
	Thông số bánh răng chính	$N = 30,$ $m = 0,0982$
	Lực theo phương oz	15
	Đường kính bu-lông	0,110
	Khoảng cách hai bu-lông (chỉ thiết lập)	3,1095 Max 3,1044 Min
Chiều dài ren	28,5930	

	Đường kính vòng đỉnh	3,0770 Max 3,0710 Min
	Đường kính vòng đáy răng	2,7853
Tham khảo kỹ thuật	Phần bánh răng ăn khớp	Bánh răng
	Số răng ăn khớp	15
	Khoảng cách vận hành	2,0160 Max 2,0110 Min

CHƯƠNG 3

THIẾT KẾ Ổ TRƯỢT ĐỒ NHỰA

Mục tiêu chương 3: Trình bày về thiết kế Ổ trượt đỡ (ổ lăn-bearing) bằng vật liệu nhựa. Sau khi học xong chương này, người học có khả năng:

- 1) Trình bày các loại vật liệu làm Ổ trượt đỡ thông dụng.
- 2) Các nguyên tắc thiết kế ổ trượt nhựa.

3.1 Giới thiệu

Ổ trượt đỡ là một cơ cấu đơn giản để đỡ và định vị hướng tâm trong khi cho phép trượt quay. Là một cơ cấu chịu lực lâu đời, tuy nhiên đến nay vẫn được sử dụng rộng rãi. Nhiều vật liệu nhựa có thể được sử dụng cho ổ trượt đỡ. Những vật liệu này bao gồm một số loại vật liệu tổng hợp, như là acetal homopolymer, acetal với bột Teflon®, không gia cường và bôi trơn bên trong hoặc với nylon 6/6, nylon 66 với bột Teflon®, sợi chopped, vải, polysulfone với sợi thủy tinh và Teflon®, PC với sợi thủy tinh và Teflon®, PTFE, kim loại thiêu kết, gỗ, cao su, đồng và nhiều loại khác. Giới hạn các loại ổ trượt từ đơn giản như các ổ trượt có lót nhựa nhiệt dẻo đến cực kỳ phức tạp như các ổ trượt động cơ tốc độ cao bôi trơn bằng khí.

Ổ trượt đỡ về căn bản vận hành khá yên tĩnh. Với việc lựa chọn, lắp đặt và bôi trơn thích hợp, các ổ trượt đỡ không bị hỏng một cách đột ngột. Mòn (nếu có) sẽ xảy ra dần và phải lên kế hoạch thay thế các ổ trượt đỡ bị mòn vào những lúc thiết bị để không. Ổ trượt đỡ chịu ảnh hưởng bởi môi trường vận hành và phải được lựa chọn và sử dụng với dung sai trượt, thân vỏ, các biện pháp lắp ghép, lắp đặt, bôi trơn thích hợp,...

Ổ trượt đỡ nhựa có thể chia thành hai nhóm chung, dựa trên các yêu cầu kỹ thuật:

- Ổ trượt đỡ có lót được ép phun, đúc áp lực và gia công cơ, sau đó được ép hoặc được gắn vào thân vỏ làm bằng nhựa nhiệt dẻo hay kim loại. Trong trường hợp này những yêu cầu chính bao gồm độ chính xác của gối trượt và tính chịu mòn. Độ bền chống va đập và độ bền kéo cũng như độ ổn định kích thước là những yêu cầu ít quan trọng hơn.
- Ổ trượt đỡ kết hợp mà được làm liền với khung máy ví dụ: hộp giảm tốc, ổ trượt dạng cầu, v.v.. Trong các ứng dụng này, toàn bộ các tính chất cơ học và vật lý của các ổ trượt đỡ kết hợp là cực kỳ quan trọng.

3.2. Vật liệu dùng cho ổ trượt đỡ

Nhiều vật liệu được sử dụng để đáp ứng yêu cầu của các ứng dụng. Mặc

dù hợp kim batbit và đồng là những vật liệu được sử dụng nhiều trong các ứng dụng, nhưng với sự thay đổi nhanh chóng của công nghệ, đặc biệt là với sự ra đời của nhựa nhiệt dẻo, vật liệu thiêu kết và vật liệu nhựa tổng hợp. Việc lựa chọn vật liệu mong muốn nhất cho một ứng dụng nhất định có thể thành ra một quyết định phức tạp; tuy nhiên, đối với một số ứng dụng nhất định, trong đó một loại vật liệu cụ thể trở nên cực kỳ phù hợp cho yêu cầu của ứng dụng đó.

3.2.1 Ổ trượt đỡ bằng batbit

Batbit là vật liệu tương đối mềm, do đó giảm thiểu nguy cơ gây ra các vết xước hoặc hư hỏng các trục động cơ lớn đắt tiền. Babbitt có thể được sửa chữa nhanh chóng ngay tại chỗ bằng cách cạo, đổ kim loại mới, v.v.. Nhiệt độ thực tế khi vận hành ổ trục không được vượt quá 200°F. Ổ trượt đỡ batbit được sử dụng cho các ứng dụng có tải trọng từ nhẹ đến trung bình.

3.2.2 Ổ trượt đỡ bằng đồng

Ổ trượt đỡ bằng đồng thích hợp cho tải trọng lớn với công suất cao hơn batbit từ 75 đến 200%, phụ thuộc vào miền tải trọng và khoảng tốc độ quay. Ổ trượt đỡ bằng đồng chịu được tải trọng va đập cao hơn ổ trượt đỡ batbit, cho phép tốc độ vận hành cao hơn và được sử dụng ở nhiệt độ vận hành lên đến 300°F. Đồng là vật liệu cứng hơn batbit, do đó có xu hướng mạnh gây ra xây xước hoặc hỏng phần ngỗng trục nếu xảy ra trục trặc. Việc sửa chữa ổ trượt đỡ bằng đồng hay đòi hỏi thay thế bạc lót đồng của ổ trục.

3.2.3 Ổ trượt đỡ kim loại xốp thiêu kết

Ngày nay, xốp thiêu kết kim loại là vật liệu được sử dụng khá phổ biến trong các ổ trục, thường từ các hợp kim đồng, sắt cũng như thép chống ăn mòn. Xốp thiêu kết kim loại cung cấp các thiết kế phù hợp cho điều kiện bôi trơn ngoại biên. Trong quá trình chế tạo loại ổ trục này, hợp kim dạng bột trước tiên được ép trong khuôn đến mật độ được kiểm soát và sau đó thiêu kết ở nhiệt độ cao trong môi trường khử. Mọi quá trình gia công tiếp theo của sản phẩm phải được kiểm soát bằng các kỹ thuật gia công và thiết bị thích hợp để duy trì cấu trúc lỗ rỗng trong vật liệu.

Vật liệu ổ trượt đỡ xốp thiêu kết kim loại làm việc giống như một miếng xốp hút nước, trong đó chất bôi trơn được giữ lại bên trong các lỗ rỗng. Những lỗ rỗng này thường chiếm khoảng 20% thể tích của ổ trượt đỡ xốp thiêu kết kim loại. Dầu dùng để ngâm tẩm phải là loại không tạo keo, có khả năng chống oxy hóa. Khi vận hành, sự phát triển của nhiệt hoặc áp suất giữa trục và bạc đệm bắt đầu hoạt động mao dẫn, mang một lượng dầu có kiểm soát lên bề mặt cho việc bôi trơn. Loại ổ trượt đỡ này làm việc cho

đến khi hết nguồn cung chất bôi trơn bên trong phần xóp thiêu kết kim loại. Một nguồn cung chất bôi trơn được cấp vào bắc tra dầu bọc quanh ổ trượt đỡ xóp thiêu kết kim loại, việc cấp thêm thông qua bình chứa cấp dầu.

3.2.4 Ổ trượt đỡ tự bôi trơn đồng

Ổ trượt đỡ tự bôi trơn đồng là một tổ hợp lai giữa các đặc trưng của đồng đúc và carbon graphite. Ổ trượt căn bản được cung cấp một loạt các lỗ hoặc rãnh mà được lấp đầy bằng các nút từ hợp chất bôi trơn rắn carbon graphite, oxit kim loại, sáp hoặc muối hữu cơ. Các lỗ chứa chất rắn bôi trơn được đặt cách đều nhau xung quanh ổ trượt đỡ tự bôi trơn đồng, cung cấp sự phân phối liên tục một màng đều chất rắn bôi trơn có hệ số ma sát thấp trên toàn bộ bề mặt tiếp xúc. Ổ trượt đỡ tự bôi trơn bằng đồng thường phù hợp cho nhiệt độ lên đến 500°F và ít bị sốc hơn so với ổ trượt đỡ carbon graphite nguyên chất.

3.2.5 Ổ trượt đỡ Carbon Graphite

Carbon graphite được sử dụng cho các ứng dụng ổ trượt đỡ, đặc biệt là ở nhiệt độ lên đến 700°F hoặc thậm chí cao hơn, khi không thể sử dụng ổ trục và các chất bôi trơn thông thường. Ổ trượt đỡ này sử dụng một ống lót carbon graphite. Ổ trục carbon graphite tự bôi trơn hoàn toàn; về bản chất, ổ trục là chất bôi trơn. Trong quá trình sử dụng, chất rắn bôi trơn này được tiêu thụ dần dần, nên khoảng hở giữa trục và ổ trục tăng dần khi chất rắn bôi trơn được tiêu thụ. Các loại ổ trượt đỡ carbon graphite được ứng dụng trong lò nung, máy sấy, lò nung, v.v., nơi tải trọng nhẹ và tốc độ thấp. Chúng cũng được sử dụng trong các ứng dụng thân thiện với môi trường do tính trơ căn bản của vật liệu carbon graphite. Ví dụ: ổ trượt đỡ bằng carbon graphite được sử dụng trong các máy bơm vận chuyển muối nóng chảy ở 1200°F.

3.2.6 Ổ trượt đỡ bằng gang

Ổ trượt đỡ bằng gang có giá thành thấp và rất phù hợp cho nhiều trục truyền và tay cần chuyển động qua lại hoặc tay cần dao động chịu tải trọng nhẹ. Đặc trưng bôi trơn của gang cho là do các phiến graphite nhỏ có trong hợp kim. Việc sử dụng ổ trượt đỡ bằng gang thường đi kèm với các khe hở lớn. Để cho bất kỳ hạt mòn lớn hoặc các mảnh vụn ngoại lai không làm kẹt khoảng hở và dính vào ổ trục. Các ổ trục này được áp dụng ở nhiệt độ cao tới 1000°F dưới tải trọng nhẹ và tốc độ chậm vận hành gián đoạn.

3.2.7 Ổ trục đỡ bằng gỗ

Ổ trượt đỡ bằng gỗ vẫn được sử dụng trong nhiều ứng dụng. Máy móc hạng nhẹ thường sử dụng ổ trượt đỡ bằng gỗ thích cứng được ngâm tẩm

với dầu. Đối với các hoạt động nặng nề trong nước hoặc các chất lỏng khác, gỗ lignum vitae thường được sử dụng. Có nguồn tự nhiên từ vùng Caribe, lignum vitae là loại gỗ cứng nhất trong số các loại gỗ. Nó có trọng lượng riêng 1,25 và có các thớ gỗ đan xen chặt chẽ với nhau mang lại cho gỗ khả năng chống mòn, nén và dễ chia tách. Vật liệu này có hàm lượng nhựa chiếm 30% thể tích, mang lại chất lượng bôi trơn đáng kể. Gỗ lignum vitae không bị ảnh hưởng bởi nước biển, axit nhẹ, kiềm, dầu, các hợp chất tẩy trắng, phot pho lỏng và thường được sử dụng trong các ngành công nghiệp chế biến hóa chất, thực phẩm. Nhiệt độ vận hành của ổ trượt đỡ bằng gỗ không được vượt quá 150°F.

3.2.8 Ổ trượt đỡ cao su thô

Cao su thô là vật liệu làm ổ trượt đỡ có hiệu quả đáng ngạc nhiên khi ngâm trong nước và các chất lỏng khác. Nó đặc biệt hữu ích cho tải trọng nhẹ đi kèm với các điều kiện mài mòn. Ví dụ, ổ trượt đỡ cao su thô tự bôi trơn bằng nước cho các trục chân vịt của tàu vận hành trong vùng nước nông đã được kiểm chứng là có độ chịu mòn tốt hơn các ổ trục bằng đồng hoặc gỗ. Cao su thô không bao giờ được chạy khô, ngay cả lúc khởi động và trục phải đặc biệt trơn láng. Bề mặt bên trong của ổ trượt đỡ cao su thô được làm phẳng để cung cấp đường đi cho chất bôi trơn làm mát và cải thiện khả năng phân phối.

3.2.9 Ổ trượt đỡ nhiệt dẻo tự bôi trơn

Ổ trục nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn đưa ra các loại thiết kế có hệ số ma sát thấp, giảm tốc độ mòn, chống va đập và dao động, không cần chất bôi trơn và độ thuần. Các loại nhựa khác nhau dùng cho ổ trục là: Bạc lót composite bằng vải Teflon® có lớp nền bằng kim loại, ổ trục Vespel® và ổ trục nhựa nhiệt dẻo gia cường bằng sợi chopped Kevlar®. Các loại nhựa nhiệt dẻo tổng hợp cũng thường được sử dụng cho các ứng dụng ổ trượt đỡ là fluorocarbon, nylon 6/6, acetal homopolymer, PE mật độ cao, PP, PS, PC gia cường và phenolic.

Những vật liệu nhiệt dẻo tổng hợp này được thiết kế cho các ổ trục tự bôi trơn và có các đặc tính khác nhau như là ma sát, độ bền, độ bền nhiệt, độ bền hóa học, mòn, giá thành,... Những vật liệu này thường được sử dụng trong ứng dụng ổ trượt đỡ liên quan đến ăn mòn, mài mòn và các vấn đề bôi trơn.

Các yêu cầu về độ tin cậy, khả năng sử dụng và chi phí trong các máy xử lý dữ liệu cơ-điện tử giúp tối ưu việc lựa chọn, thiết kế và chế tạo. Do các yêu cầu này, nên việc sử dụng các vật liệu tự bôi trơn ngày càng trở nên quan trọng. Những năm gần đây, một số loại vật liệu nhiệt dẻo như nylon

6/6 và homopolymer acetal đã được sử dụng trong các ứng dụng ổ trượt đỡ tự bôi trơn do các đặc tính sau:

- Hệ số ma sát thấp hơn so với thép
- Kháng mòn tốt
- Vận hành yên tĩnh
- Có thể hoạt động mà không có chất bôi trơn
- Dễ dàng chế tạo mà ít tốn kém
- Khối lượng riêng thấp
- Tính tự do trong thiết kế.

Phần lớn các ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo đều có thể tự bôi trơn, hoặc chúng chỉ được bôi trơn ban đầu. Đôi khi, ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo cũng được sử dụng kết hợp với bôi trơn thủy động.

Biện pháp thiết kế ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo ép phun tự bôi trơn phụ thuộc vào các tính chất của chất bôi trơn nhiều hơn là các tính chất của vật liệu làm ổ trục.

Thông tin thiết kế được trình bày trong chương này được dùng cho ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn. Mặc dù các dữ kiện được đưa vào cho ổ trượt đỡ, nhưng có vẻ như nó cũng có thể được sử dụng một cách thận trọng cho ổ trượt chặn.

Trong những năm gần đây, nhựa và rất nhiều loại vật liệu tổng hợp mới đã được giới thiệu, nhiều loại được cho là có tính chất tuyệt vời cho ổ trục. Bởi vì bề mặt mòn của chúng có tính bôi trơn tuyệt vời, nên các ổ trục Teflon® không bao giờ cần bôi trơn. Sự bôi trơn vốn có trên bề mặt ổ trục nên không có nguy cơ làm khô các ổ trục gây ra hiện tượng giạt trục và sửa chữa tốn kém.

Nhiều hợp chất phụ gia như là graphite, molybden disulfide, nhôm, canxi và như là stearat, bột Teflon® và TFE fluorocarbon đã được sử dụng một cách đơn lẻ hoặc kết hợp với nhau như phụ gia có hệ số ma sát thấp cho nhựa nhiệt dẻo để giảm ma sát và cải thiện các đặc trưng của chúng.

3.3 Thủy động lực học bôi trơn

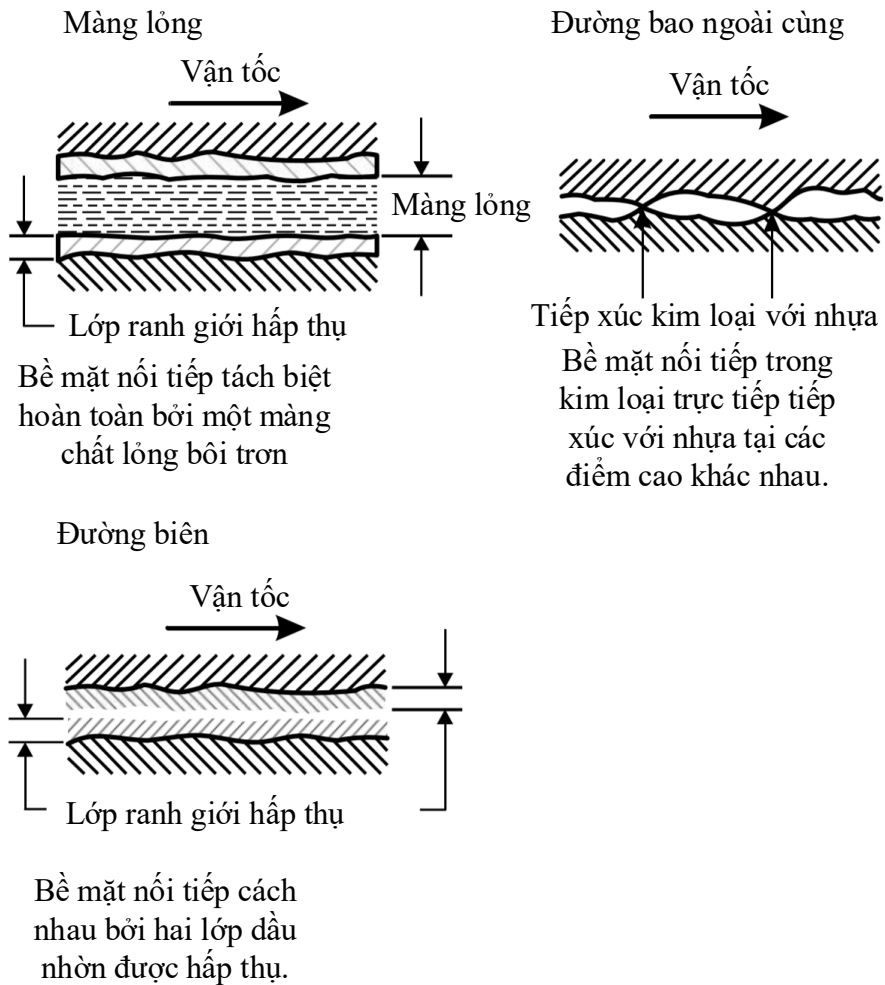
Bôi trơn thủy động là mô hình vận hành phù hợp nhất cho ổ trượt đỡ. Nguyên lý của màng bôi trơn chịu tải là đơn giản mặc dù các công thức tính toán khá phức tạp. Khi trục quay bên trong bạc lót, chuyển động của trục buộc chất bôi trơn chảy theo hướng quay. Trong vùng chịu tải lớn

nhất, trục dịch chuyển ra khỏi tâm của ổ trục bởi tác dụng của tải trọng. Khi khoảng cách giữa trục và ổ trục giảm tại miền chịu tải, một khoảng hở hình nêm được tạo thành, khoảng kích thước từ lớn nhất khoảng hở đối diện miền chịu tải đến bé nhất khoảng hở tại miền chịu tải. Chất bôi trơn bị trục cuốn và đưa vào khoảng hở giảm dần và bị ép chặt.

Chất bôi trơn được sử dụng trong ổ trượt đỡ căn bản là không thể nén được; Áp suất được phát triển phía trong màng dầu đủ để đỡ tải trọng tác dụng. Miễn là màng chất lỏng hình nêm có đủ độ dày để ngăn tiếp xúc giữa trục và bạc lót, ổ trượt đỡ sẽ vận hành với sự bôi trơn màng chất lỏng hoàn hảo. Khả năng chịu tải của màng chất bôi trơn hình nêm phụ thuộc phần lớn vào độ nhớt của chất bôi trơn và vận tốc tương đối giữa trục và ổ trục. Với vận tốc và/hoặc độ nhớt không đủ, lớp màng ngăn cách của chất bôi trơn tách ra hoàn toàn hoặc một phần, nên sự tiếp xúc trực tiếp sẽ xảy ra giữa trục và bề mặt của ổ trượt đỡ.

Khi tốc độ vận hành không đủ để tạo ra bôi trơn thủy động, nguyên lý bôi trơn thủy tĩnh thường được sử dụng. Với bôi trơn thủy tĩnh, áp suất cần thiết để đỡ tải trọng tác dụng được cấp từ một nguồn bên ngoài. Với nguyên lý thủy tĩnh, màng dầu ngăn cách được duy trì ngay cả khi ổ trượt đỡ không hoạt động.

Bôi trơn ngoại biên, bôi trơn màng mỏng, hoặc bôi trơn màng cục bộ là những thuật ngữ đồng nghĩa được áp dụng trong điều kiện phân bố của bôi trơn. Các thuật ngữ này mô tả chế độ bôi trơn trong đó màng tách ra của chất bôi trơn còn sót lại chịu một phần lực trên bề mặt ổ trục và phần lực còn lại được gánh bởi tiếp xúc trực tiếp của trục và ổ trục. Các đặc trưng của chất bôi trơn và bề mặt trượt trở thành các hệ số quyết định ma sát tổng thể của ổ trượt đỡ. Với bôi trơn ngoại biên, các vật liệu ổ trượt đỡ khác nhau có các đặc trưng hệ số ma sát khác nhau trong cùng một điều kiện vận hành. Lựa chọn vật liệu trục, vật liệu ổ trượt đỡ và hỗn hợp chất bôi trơn thích hợp là cần thiết để vận hành thành công trong chế độ bôi trơn ngoại biên. Sự kết hợp chính xác dẫn đến một lớp hấp thụ của chất bôi trơn lên bề mặt của cả trục và ổ trượt đỡ. Lớp chất bôi trơn này có thể thuộc loại hoạt động hóa học hoặc loại màng cực hút phân tử. Các lớp hấp thụ này cực kỳ mỏng, thường là đơn phân tử trong tự nhiên. Với quá tải, việc lựa chọn vật liệu không phù hợp hoặc lựa chọn chất bôi trơn không phù hợp, lớp hấp thụ sẽ bị phá vỡ, dẫn đến bôi trơn ngoại biên cực hạn. Điều kiện bôi trơn ngoại biên cực hạn, nếu được phép tiếp tục là đánh dấu sự bắt đầu của việc phá hủy trục hoặc bề mặt ổ trục hoặc cả hai



Hình 3.1: Điều kiện bôi trơn

Ba điều kiện căn bản của mặt phân cách của ổ trượt đỡ/trục như trong Hình 3.1 bao gồm, màng lỏng, ngoại biên và bôi trơn ngoại biên cực hạn. Ổ trượt đỡ được tính toán để bôi trơn màng toàn bộ thường đi qua bước bôi trơn ngoại biên cực hạn trong giai đoạn khởi động và dừng. Trong một số trường hợp, các ổ trục này được bôi trơn thủy tĩnh trong thời gian khởi động và dừng.

Ổ trượt đỡ được tính toán nói chung là cho một loại chất bôi trơn cụ thể, tức là mỡ, dầu hoặc chất rắn bôi trơn. Đối với ổ trượt đỡ được tính toán cho việc bôi trơn bằng dầu, độ nhớt của dầu là hệ số quan trọng nhất cho sự bôi trơn. Độ nhớt của dầu chi phối nhiệt độ vận hành của ổ trượt đỡ, tốc độ dòng chảy của chất bôi trơn qua ổ trục và độ dày màng lỏng hoặc khả

năng chịu tải của ổ trục. Độ nhớt dầu tối ưu cho một ứng dụng ổ trục nhất định là một giá trị rất khó thiết lập. Mức tối ưu phụ thuộc vào điều kiện đặt tải của ổ trượt đỡ, thiết kế ổ trục, khoảng hở ổ trục, nhiệt độ vận hành, phương pháp cung cấp dầu,... Nếu độ nhớt của dầu quá thấp, sẽ không đạt được sự bôi trơn màng toàn bộ và chế độ bôi trơn ngoại biên cực hạn hoặc ngoại biên sẽ chiếm ưu thế. Với độ nhớt của dầu quá cao, ổ trượt đỡ sẽ không thể bơm dầu hoặc phát triển nêm dầu và kết quả một lần nữa sẽ là bôi trơn ngoại biên hoặc bôi trơn ngoại biên cực hạn. Đối với phần lớn các ứng dụng của ổ trục với vòng vung dầu ở nhiệt độ môi trường và vận hành bình thường trong giới hạn PV cho phép, độ nhớt của dầu phải nằm trong khoảng từ 100 đến 200 SUS ở nhiệt độ vận hành ước tính. Khi gặp các điều kiện vận hành khắc nghiệt, liên quan đến các điều kiện tải trọng bất ngờ và khó đoán, dầu phụ gia EP có lợi. Các loại dầu này sẽ cung cấp một màng phân tử mỏng để phòng ngừa hoặc giảm thiểu tương tác kim loại với nhựa trong điều kiện bôi trơn ngoại biên.

Nhiều ổ trượt đỡ rời được tính toán cho việc bôi trơn bằng mỡ. Bởi vì mỡ có độ nhớt biểu kiến cao, nên nó được giữ lại trong ổ trượt đỡ lâu hơn dầu, chủ yếu là do hiệu ứng rò rỉ mặt đầu được giảm. Trong nhiều trường hợp, mỡ sẽ cung cấp bôi trơn màng toàn bộ và vì độ nhớt biểu kiến cao và tính bền vững của nó, mỡ sẽ vận hành hiệu quả hơn ở chế độ bôi trơn ngoại biên. Điều này bảo vệ ổ trượt đỡ trong các công đoạn khởi động và tắt máy hoặc trong vận hành với tốc độ chậm, nơi vận tốc không đủ để tạo thành màng bôi trơn. Trong nhiều trường hợp, mỡ được tăng cường với các phụ gia chất bôi trơn rắn dùng trong các điều kiện bôi trơn biên khắc nghiệt.

Chất rắn bôi trơn có lợi ích như chất phụ gia dùng cho dầu hoặc mỡ, và chúng cũng được sử dụng ngày càng nhiều như một chất bôi trơn thuần túy. Những loại mà biết đến nhiều nhất là graphite và moly disulfide. Cùng với việc sử dụng chất rắn bôi trơn, các nguyên lý ban đầu khác hoàn toàn với các nguyên lý ban đầu của chất lỏng hoặc mỡ bôi trơn. Không có hình nêm chất bôi trơn và hoạt động chủ yếu như một hiện tượng ma sát, có chất rắn bôi trơn trên bề mặt ổ trục miễn là đặc tính hệ số ma sát thấp. Các chất rắn bôi trơn thỉnh thoảng được sử dụng ở dạng bột lỏng và trong trạng thái này chúng phải có khả năng tạo thành một màng mỏng trên bề mặt được bôi trơn. Đặc trưng này được biểu hiện bởi MOS_2 , graphite trong không khí ẩm, kẽm stearat và các hợp chất khác. Hiệu suất của chất rắn bôi trơn bị giới hạn bởi tuổi bền mòn của màng, mà phải được bổ sung khi nó bị mòn hoặc ăn mòn để kéo dài tuổi thọ của hệ thống. Trong trường hợp dùng ống lót dạng graphite rắn, bản thân ổ trục là chất bôi trơn và bị tiêu hao dần trong quá trình chịu cắt và mòn. Lĩnh vực ứng dụng hứa hẹn nhất cho

sự phát triển ngày càng tăng của chất rắn bôi trơn là trong lĩnh vực bôi trơn nhiệt độ cao và bôi trơn trong chân không.

Việc xác định chất bôi trơn thường chịu ảnh hưởng bởi loại ổ trượt đã được chọn, như phần lớn các ổ trượt đã được tính toán cho một loại chất bôi trơn cụ thể. Phương pháp sử dụng chất bôi trơn có thể khác nhau, từ các hộp dầu, vớt tra mỡ, hoặc các cơ cấu lắp đàn hồi đơn giản cho đến các hệ thống hoàn toàn tự động. Phương pháp ưa thích nhất liên kết đến bản chất của ứng dụng và tính kinh tế của việc cung cấp chất bôi trơn cho các ổ trượt đã theo yêu cầu.

Khi xác định xem ổ trượt đã có cần được bôi trơn hay không, cần xem xét các điểm sau:

- Bôi trơn một lần, gồm có bôi trơn ban đầu hoặc sử dụng chất bôi trơn khô, thường làm giảm mòn do gián đoạn và cải thiện khả năng chống mòn tổng thể.
- Bôi trơn của các ổ trượt đã có thể làm tăng giới hạn PV bằng cách giảm hệ số ma sát và giúp dời đi các mảnh vụn mòn. Sự bôi trơn tuần hoàn có thể làm tăng hơn nữa giới hạn PV thông qua hệ thống làm mát ổ trượt đã.
- Bôi trơn với chất lỏng tương thích về mặt hóa học để làm ướt bề mặt ổ trượt đã sẽ làm giảm cả ma sát và tốc độ mòn. Lượng giảm tăng lên trong khi tăng chiều dày màng lỏng, mà bởi vì điều đó tăng lên đối với độ nhớt chất lỏng và vận tốc bề mặt và giảm đối với tăng áp suất ổ trượt đã. Hình học ứng dụng cũng sẽ ảnh hưởng đến việc giảm ma sát. Ngay cả chất bôi trơn màng mỏng cũng có thể làm giảm tốc độ mòn khô đi 10 hoặc nhiều hơn. Màng dày, gây ra sự phân tách hoàn toàn các bề mặt đối tiếp, về mặt lý thuyết có thể giảm mài mòn xuống một tỷ lệ không đáng kể.
- Trạng thái ma sát của hệ thống ổ trượt đã sử dụng bôi trơn màng mỏng được xác định bởi các đặc tính của vật liệu ổ trục cũng như các đặc tính của chất bôi trơn. Trạng thái ma sát được xác định duy nhất bởi các đặc tính của chất bôi trơn trong khi bôi trơn màng dày.
- Ổ trượt đã không được bôi trơn phải có các rãnh trên bề mặt để mang các mảnh vụn mòn ra khỏi bề mặt tiếp xúc. Trong các hệ được bôi trơn, các rãnh có thể giúp tăng khả năng cấp chất bôi trơn. Phải xem xét ảnh hưởng của việc tạo rãnh đối với áp suất ổ trượt.
- Vì một số loại nhựa không chịu ẩm nên nước không phải là chất bôi trơn màng mỏng hoặc ngoại biên hiệu quả cho các loại vật liệu ổ

trượt đỡ này. Trên thực tế, nước có thể tác động xấu đến tốc độ mòn của các vật liệu ổ trượt đỡ này. Tuy nhiên, sự nhiễm bẩn xảy ra liên tục bởi nước thông thường sẽ không gây ra bất kỳ vấn đề gì.

- Làm sạch ổ trượt đỡ Vespel® không bôi trơn cùng với khí nitơ có thể giảm tốc độ mòn xuống dưới 20% tốc độ tương ứng trong không khí. Ngoài ra, vận hành trong nitơ có thể làm tăng nhiệt độ chuyển tiếp mòn ít nhất 100°F so với giá trị trong bầu không khí.
- Đối với các ứng dụng trong môi trường bẩn, cần xem xét việc bịt kín hoặc tẩy rửa để ngăn ngừa sự nhiễm bẩn bề mặt ổ trượt đỡ.

Việc bôi trơn tạo ra sự khác biệt lớn về ma sát giữa hai bề mặt cọ xát và khoảng hở của ổ trượt đỡ. Mặc dù ổ trượt đỡ homopolymer acetal có thể chạy mà không cần bất kỳ chất bôi trơn nào, việc này chỉ nên được thực hiện khi cần thiết. Ngay cả các mức độ bôi trơn khác nhau cũng ảnh hưởng đến hiệu suất và khoảng hở. Bôi trơn liên tục sẽ cho phép giới hạn dung sai chặt hơn và mang lại hiệu suất tối ưu. Bôi trơn thường xuyên sẽ cho hiệu suất cao hơn bề mặt không bôi trơn, nhưng các khoảng hở phải giống như không bôi trơn.

Bôi trơn, ngay cả khi chỉ được áp dụng trong lúc lắp đặt, cũng sẽ cải thiện giới hạn hiệu suất hoàn toàn không được bôi trơn. Tăng khả năng bôi trơn làm giảm yêu cầu về khoảng hở lớn hơn và tăng giới hạn hiệu suất.

3.4 Thiết kế ổ trượt đỡ để bôi trơn

Kinh nghiệm cho thấy rằng tuổi thọ của ổ trượt đỡ có kích thước và thiết kế phù hợp có thể tăng lên vài lần so với bình thường nếu cung cấp bôi trơn chính xác cho ổ trượt đỡ. Trong nhiều trường hợp, có thể ngăn chặn sự xâm nhập của bụi bẩn mà không quá tốn kém, do đó đảm bảo bôi trơn vừa hiệu quả vừa lâu dài.

Thiết kế ổ trượt đỡ có vòng phốt

Hình 3.2 trình bày hai hình minh họa về các rãnh hình vành khăn ép phun để đặt các vòng phốt chắn dầu. Các hốc hoặc rãnh hình vành khăn hướng tâm hoặc được ép phun ngay cạnh của phần thân ổ trượt đỡ hoặc chúng có thể được gia công sau khi ép phun.

Thiết kế ổ trượt đỡ có vòng phốt dùng cơ cấu đàn hồi

Hình 3.3 trình bày một vòng phốt được gắn vào một bậc hình vành khăn và được giữ chặt bằng một cơ cấu đàn hồi. Phần bậc hình vành khăn không được phép gia công sau khi ép phun cho vòng đàn hồi và ổ trượt đỡ.

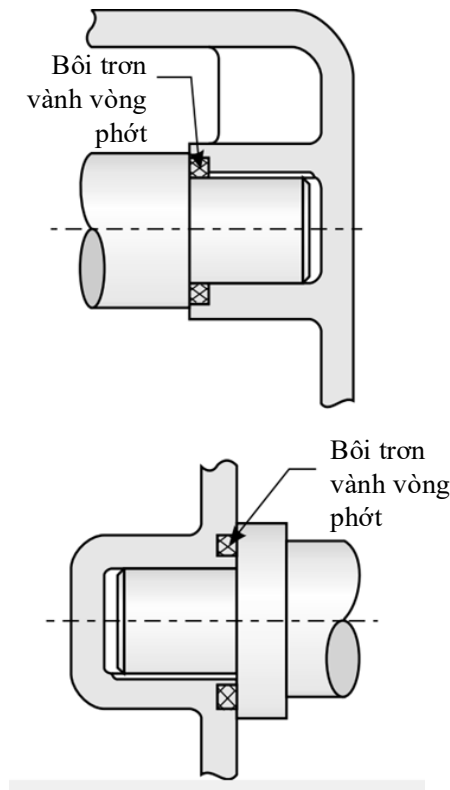
Bôi trơn dọc trục bắc đầu với hốc lắng cặn

Hình 3.4 trình bày một rãnh dọc trục cho bắc đầu trên ổ trượt đỡ. Rãnh dọc trục thứ hai là một hốc để gom góp lại các hạt mòn khi mà tác dụng bôi trơn đã không còn và ổ trục chạy khô. Loại thiết kế ổ trượt đỡ này có thể giải quyết nhiều vấn đề vận hành và nó được sử dụng trong nhiều ứng dụng.

Ổ trượt đỡ phải được định kích thước cho chạy khô và ngoài ra, phải được cung cấp bôi trơn ban đầu. Việc này không làm cho tải lớn hơn (bôi trơn ban đầu chỉ có hiệu quả trong một khoảng thời gian giới hạn), nhưng nó kéo dài đáng kể tuổi thọ.

Trong trường hợp nhiệt độ ổ trượt đỡ cao hơn ước tính, việc lựa chọn chất bôi trơn phải được thực hiện rất cẩn thận để tránh các phản ứng hóa học xảy ra.

Bôi trơn dọc trục bắc đầu với đệm kín

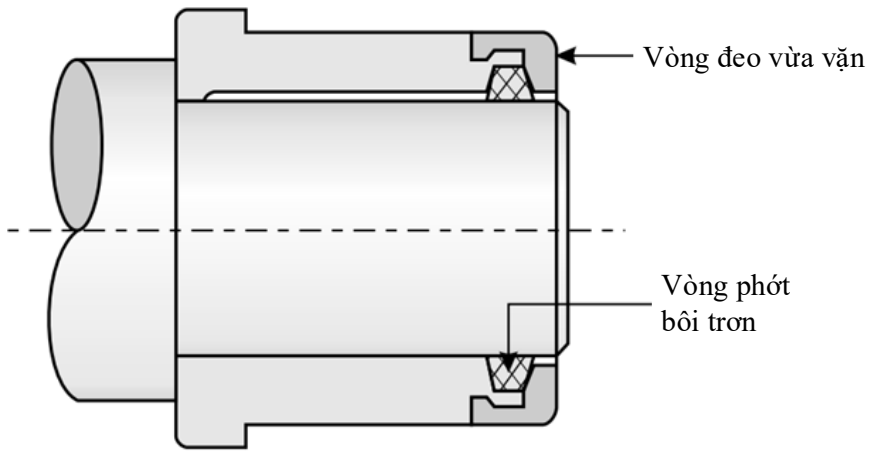


Hình 3.2: Thiết kế vòng phốt bôi trơn của ổ đỡ

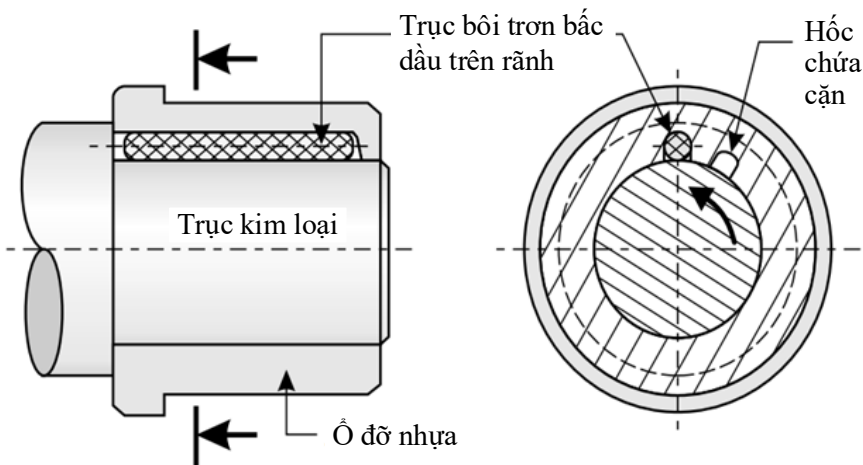
Hình 3.5 trình bày ổ trượt đỡ của một máy công nông và buồng dầu với nắp đầu trục được hàn ma sát và đệm kín. Một nút dầu lắp đàn hồi có thể được tháo ra để thêm dầu và vặn lại buồng dầu.

Bôi trơn bậc dầu ổ trục thành truyền

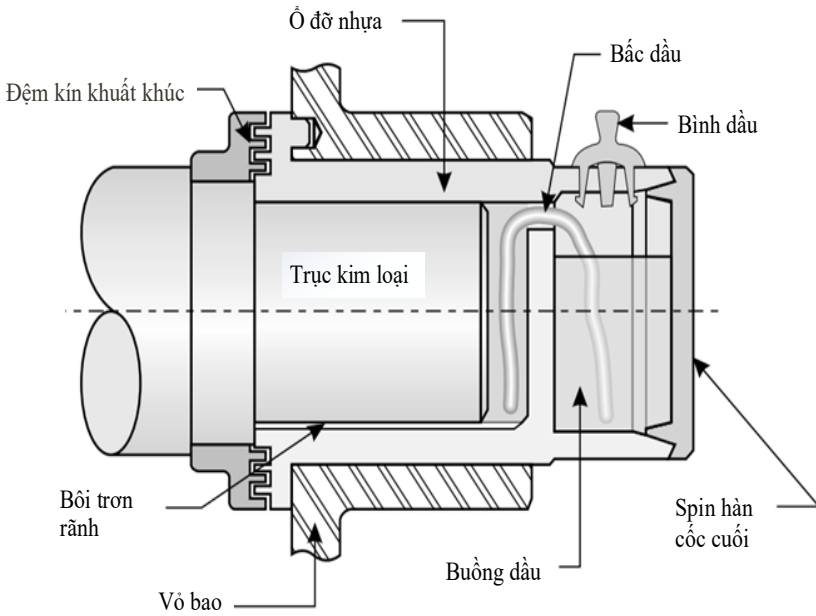
Hình 3.6 trình bày ổ trục thanh truyền cho máy có công suất cao mà được ép phun cùng với một buồng dầu và nắp đầu trục được hàn ma sát.



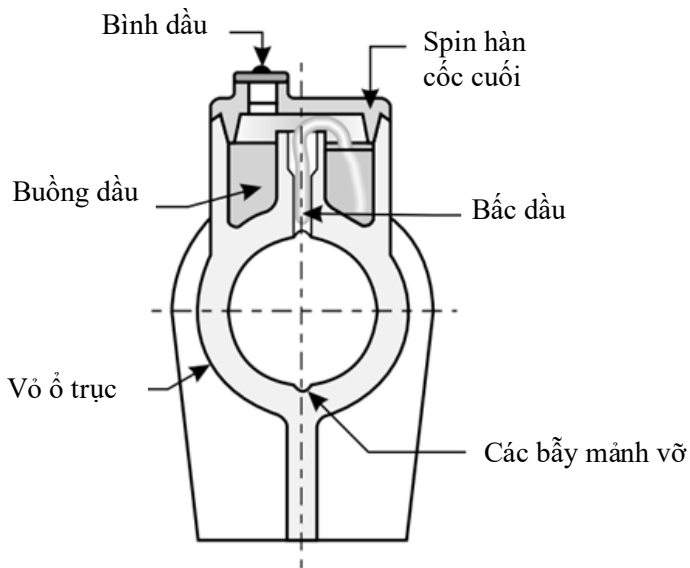
Hình 3.3: Thiết kế nắp ổ đỡ để bôi trơn



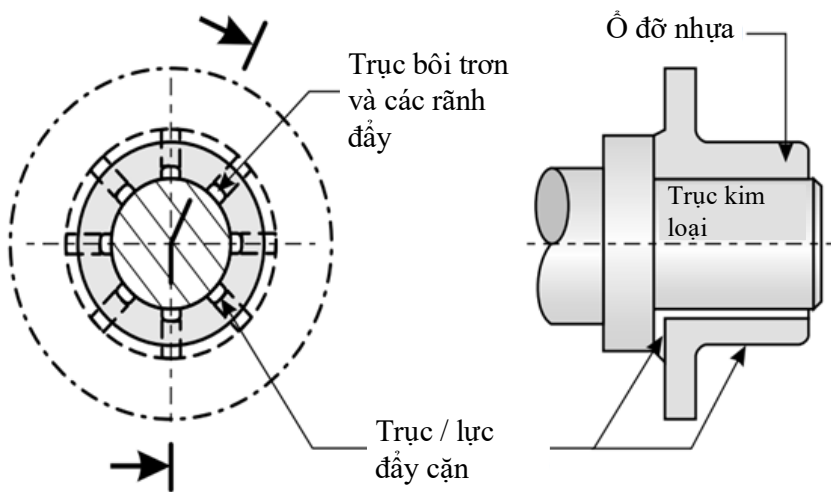
Hình 3.4: Bậc dầu trục bôi trơn với hốc thu gom cặn



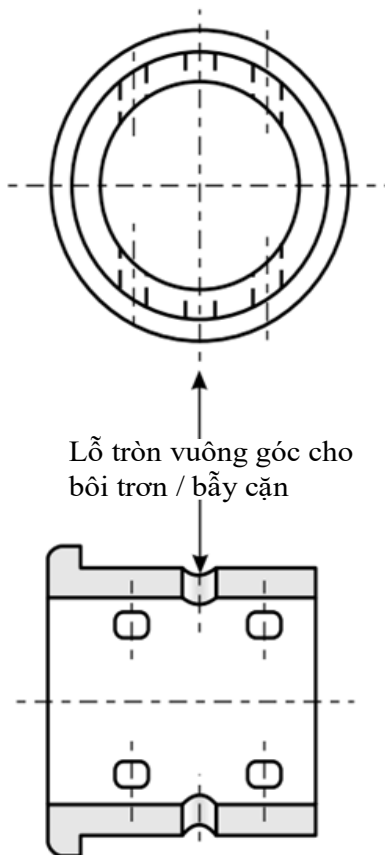
Hình 3.5: Bể dầu bôi trơn trên rãnh dọc trục có đệm kín



Hình 3.6: Ổ trượt đỡ tích hợp bôi trơn bằng bể dầu



Hình 3.7: Rãnh dọc trục và rãnh mặt đầu



Hình 3.8: Các lỗ vuông góc cung cấp bôi trơn

Rãnh dọc trục và mặt đầu cho bôi trơn ổ trượt đỡ

Các vấn đề mòn có thể ảnh hưởng đến các quyết định thiết kế ổ trượt đỡ. Do đó nên trừ sẵn các rãnh dọc trục và rãnh mặt đầu như trong Hình 3.7.

Mặc dù giải pháp này không làm giảm tốc độ mòn, nhưng nó làm tăng đáng kể tuổi thọ của ổ trượt đỡ bằng cách bỏ đi tác động mài mòn của các hạt mòn từ trục, ổ trượt đỡ và bụi.

Ổ trượt đỡ có lỗ tròn để bôi trơn/lọc mảnh vụn (cặn)

Khi ổ trượt đỡ có bề dày thành rất mỏng, do đó không phải lúc nào cũng có thể sử dụng các rãnh dọc trục. Sử dụng tối thiểu sáu lỗ tròn vuông góc, xuyên qua bề dày của thành ổ trượt đỡ. Đường kính lỗ phải xấp xỉ 10% đường kính ổ trượt đỡ. Các lỗ vuông góc cung cấp bôi trơn và lọc mảnh vụn giống như các rãnh (xem Hình 3.8). Đương nhiên, các rãnh hoặc lỗ sẽ được ép phun liền mạch, ngay cả khi lỗ được gia công sau đó.

3.5 Nguyên tắc thiết kế ổ trục

Có nhiều phương pháp thiết kế ổ trượt đỡ. Thiết kế ổ trục có thể đơn giản chỉ là tìm ra một ổ trục có kích cỡ tiêu chuẩn, chi phí thấp thích hợp với cả trục và thân ổ. Khi đó kỹ sư thiết kế phải viết một tờ hướng dẫn, trong đó yêu cầu người sử dụng thỉnh thoảng tra dầu vào ổ trượt đỡ. Nếu ổ trượt đỡ hỏng, là do người dùng đã không chăm sóc đúng theo hướng dẫn. Mặt khác, thiết kế của ổ trượt đỡ động cơ máy bay đòi hỏi phải nghiên cứu tính toán rất cẩn thận. Các tiểu tiết liên quan đến vật liệu, kết cấu, lắp ráp và bôi trơn sẽ được nghiên cứu rất kỹ lưỡng. Một loạt các mối quan hệ giữa các biến số có thể có được để vẽ đồ thị các đường cong cho thấy tác động của việc thay đổi từng biến. Để đạt được độ tin cậy lớn nhất, đường cong tải-tuổi thọ sẽ được nghiên cứu kỹ và các khuyến nghị đưa ra cho việc thay thế sau một số giờ động cơ dự kiến.

3.5.1 Thuật ngữ và phương trình của ổ trượt đỡ

Hình 3.9 trình bày sự lắp ráp ổ trượt đỡ, các công thức căn bản và các biến số cần tìm để tính toán hình học ổ trượt đỡ phụ thuộc vào các điều kiện sử dụng cuối cùng. Các thông tin sau sẽ hỗ trợ trong việc đưa ra quyết định thiết kế:

- Loại nhựa dùng cho ổ trượt đỡ (các đặc tính, thông số kỹ thuật ổ trục).
- Số chi tiết dùng trong ép phun.
- Loại tải trọng và đặc tính tải trọng, hoặc tĩnh hoặc động, biết trước hoặc không biết trước.

- Các đặc trưng tốc độ quay và speed mode.
- Bản vẽ thiết kế ổ trượt đỡ, trục và thân phải có sẵn cùng với các thông tin về việc thay đổi chế tạo.
- Phương pháp bôi trơn cưỡng bức, văng tung tóe, vòng đệm, hoặc bôi trơn bằng bậc.
- Loại bôi trơn được dùng và giới hạn nhiệt độ vận hành của loại bôi trơn đó.

Sau khi xem xét các thông tin trên, các quyết định sau phải được thực hiện để hoàn thành thiết kế ổ trượt đỡ:

- Giá của vật liệu nhựa và chi phí ép phun.
- Phương pháp tính toán (thiết kế); hoặc sử dụng lý thuyết thủy động, các phương pháp thực nghiệm hoặc một số phương pháp khác.
- Các giả định cần thiết dùng trong tính toán, ví dụ: phải tránh rò rỉ dầu mặt đầu hoặc quá nhiệt khi vận hành.
- Tuổi thọ mong muốn của ổ trượt đỡ.
- Nếu tải trọng là biến thiên hoặc không biết trước, có thể cần phân tích để mà đạt được một giá trị tải trọng thực làm cơ sở cho việc thiết kế.
- Kích thước trục và ổ trượt đỡ, D_B , d_B , D_S , c , t , L .
- Dung sai dùng trong tính toán thiết kế ổ trượt đỡ

$$V = \pi \times d_B \times N \quad (3.1)$$

$$P = \frac{W}{d_B \times L} \quad (3.2)$$

P_V = Giới hạn vận tốc áp suất (psi.ft /phút)

D_B = Đường kính trong ổ trục (in)

d_B = Đường kính ngoài ổ trục (in)

D_S = Đường kính trục(in)

c = Khe hở ổ trục (in)

L = Chiều dài của ổ trục(in)

t = Độ dày thành ổ trục (in)

N = Tốc độ quay (vòng/phút)

V = Vận tốc bề mặt (ft/phút)

W = Tải trọng tĩnh (lb)

P = Áp lực ổ trục (psi)

Tính toán hệ số ma sát, công suất tổn thất, bề dày màng chất bôi trơn tối thiểu, lưu lượng dầu và độ tăng nhiệt độ bằng cách dùng bất kỳ biện pháp nào được minh họa trong chương này hoặc bất kỳ biện pháp nào khác do kỹ sư thiết kế lựa chọn sao cho phù hợp với vấn đề đặc thù. Khi tính toán được hoàn thành, các quyết định được điều chỉnh theo kết quả; sau đó việc tính toán được lặp lại cho đến khi các biến số có giá trị thỏa mãn yêu cầu của người thiết kế.

Đối với thiết kế ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo ép phun đơn giản, một tập hợp các phép tính có thể là đủ. Người thiết kế sử dụng kết quả tính toán để thay đổi các quyết định sơ bộ của mình và sửa chữa thiết kế tại thời điểm đó. Biện pháp thiết kế này đạt yêu cầu khi người thiết kế có kinh nghiệm để làm căn cứ cho những thay đổi. Tuy nhiên, trong các ứng dụng quan trọng, kỹ sư thiết kế có kinh nghiệm thường sẽ thực hiện việc nghiên cứu thiết kế bộ phận hơn nhiều.

Không có gì là quá cơ bản đối với thiết kế của ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo như khoảng hở thích hợp giữa đường kính ngoài của trục và đường kính trong của ổ trượt đỡ. Các khoảng hở này đối với ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo lớn hơn nhiều so với ổ trượt kim loại. Biến dạng đàn hồi và khả năng hấp thụ dao động của ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo hỗ trợ khắc phục những nhược điểm của các khoảng hở rộng.

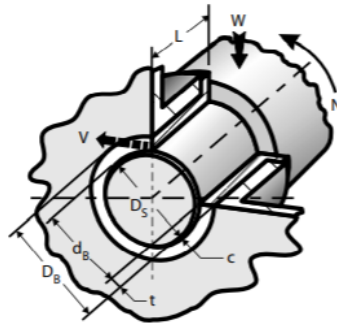
Đối với ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo, khoảng hở rộng góp phần cải thiện tuổi thọ sử dụng, đặc biệt là trong trường hợp ổ trượt đỡ không được bôi trơn. Khoảng hở bằng 0,015 in/in đường kính trục được khuyến nghị cho các thiết kế ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo. Khoảng hở chuẩn cho một ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo không bôi trơn không nên nhỏ hơn 0,005 in/in đường kính trục.

Khoảng hở chuẩn cho ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo được bôi trơn liên tục có thể nhỏ nhất bằng 0,004-0,007 in/in đường kính trục. Đối với ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo có đường kính lên đến 3,00 in, khoảng hở có thể nằm trong khoảng từ 0,008-0,015 in/in của đường kính trục.

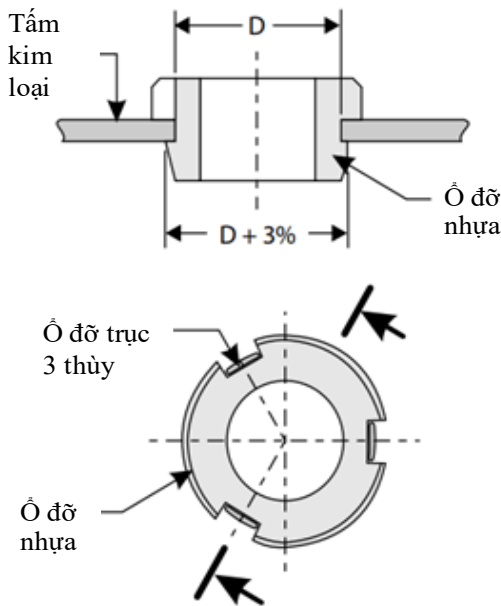
3.5.2 Độ dày thành dọc ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo ép phun

Độ dày thành ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo nên càng mỏng càng tốt, mang lại những ưu điểm sau:

- Cải thiện sự tản nhiệt do ma sát.
- Giảm sự thay đổi khoảng hở khi ổ trượt đỡ vận hành do thay đổi kích thước liên quan đến nhiệt và độ ẩm.
- Giảm biến dạng ổ trượt đỡ dưới tải trọng lớn.
- Độ dày thành của ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo đo được trong khoảng từ 0,040-0,125 in cho phần lớn các ứng dụng điển hình.



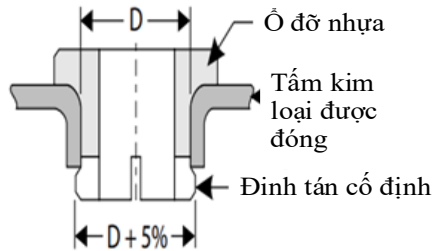
Hình 3.9: Thiết kế ổ đỡ



Hình 3.10: Ổ đỡ nhựa, lắp ráp ba thùy

3.5.3 Lắp ổ trượt đỡ nhiệt dẻo

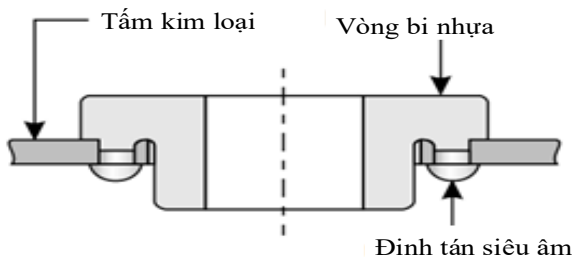
Các hình minh họa sau sẽ trình bày một số giải pháp khả thi cho việc kẹp chặt ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo trong thân ổ bằng kim loại tấm. Trong trường hợp tải trọng và vận tốc thấp, ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo có thể được lắp đàn hồi vào một hốc trên thân ổ kim loại tấm và được giữ lại bằng một undercut như trình bày trong hình 3.10. Tuy nhiên, các cạnh của lỗ không được sắc, vì có thể gây ra hư hỏng và cắt đứt phần undercut đang chặn lại.



Hình 3.11: Ổ trượt đỡ được giữ cố định bằng đinh tán

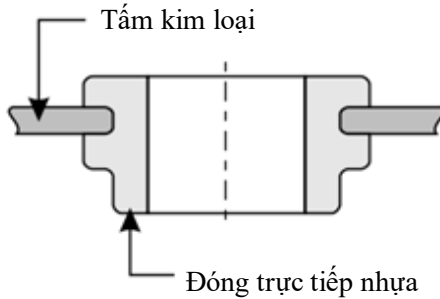
Từ quan điểm của công nghệ ép phun, giải pháp trình bày trong hình 3.10 nên được ưu tiên. Ở đây ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo được ép phun với ba vấu cách đều nhau. Bằng cách này, có thể lấy ổ trượt ra khỏi khuôn một cách đơn giản.

Hình 3.11 trình bày một giải pháp tốt hơn, trong đó, lỗ được dập đồng thời tạo ra một vành vuốt xuống cung cấp tính năng dẫn hướng tốt hơn cho ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo. Thiết kế này yêu cầu ba hoặc bốn móc lệch với một kẽ hở ở giữa; undercut có thể tăng lên 5%. Hình 3.12 trình bày ổ trượt có đinh tán, trong trường hợp khoảng nhiệt độ vận hành rộng, khi không thể chấp nhận việc nói lỏng chi tiết. Đinh tán kim loại có thể được hình thành bằng cách tán đinh siêu âm.



Hình 3.12: Ổ trượt đỡ bằng nhựa hội

Hình 3.13 trình bày bọc kín trực tiếp của ổ trượt đỡ trên một thân bằng kim loại tấm, tiết kiệm nhiều chi phí nếu các thành phần khác nhau để lắp ráp có thể được ép phun cùng lúc. Sử dụng máy phun ép nhựa với khuôn ba tấm dùng ba hoặc bốn miệng phun điểm chốt để kiểm soát được độ đảo, có thể bọc kín các tấm insert kim loại có dung sai phạm vi hẹp.



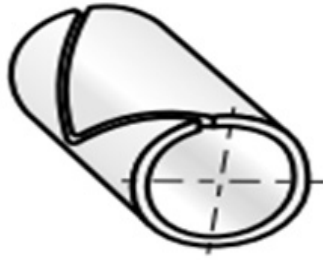
Hình 3.13: Ổ trượt đỡ nhựa đóng trực tiếp

3.6 Ống lót của ổ đỡ nhựa nhiệt dẻo

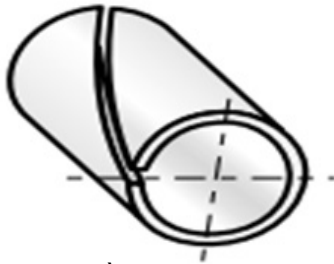
Ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo có ống lót cắt rãnh, như trình bày trong Hình 3.14, chủ yếu được sử dụng để giảm tải, tốc độ thấp và chuyển động dao động.

Ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo có ống lót cắt rãnh ít bị ảnh hưởng bởi chế độ nhiệt và chế độ ẩm, vì khoảng hở của chúng chỉ bị ảnh hưởng bởi những thay đổi về độ dày của thành. Ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo có ống lót cắt rãnh phải được bảo đảm chống quay trong thân ổ. Ống lót cắt rãnh khuyến nghị dùng tất cả các trục có thao tác bằng tay và sử dụng không liên tục, chẳng hạn như trục khuỷu, bản lề, khóa, hệ treo bánh xe và các ứng dụng tương tự.

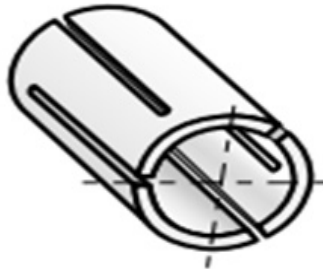
Ống lót lượn sóng



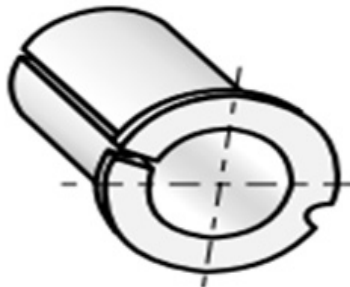
Ống lót xoắn ốc



Ống lót nhiều rãnh



Ống lót hình trụ



Hình 3.14: Ống lót ổ đỡ nhựa nhiệt dẻo

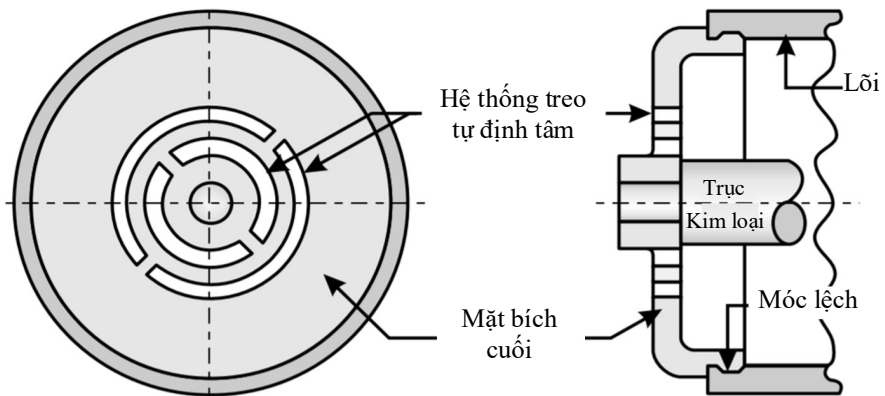
3.7 Ổ trượt nhựa nhiệt dẻo tự định tâm

Ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo tự định tâm dễ dàng tích hợp với nắp đầu trục có khớp nối đàn hồi hoặc với một số chức năng khác mà không làm tăng giá thành. Cung cấp nhiều dạng khả năng thiết kế mới cho phép các kỹ sư đưa ra nhiều giải pháp đơn giản, khéo léo. Hình 3.15 trình bày mặt bích của một động cơ nhỏ với hệ treo linh hoạt (tự định tâm) của ổ trượt đỡ ở một mức độ hạn chế.

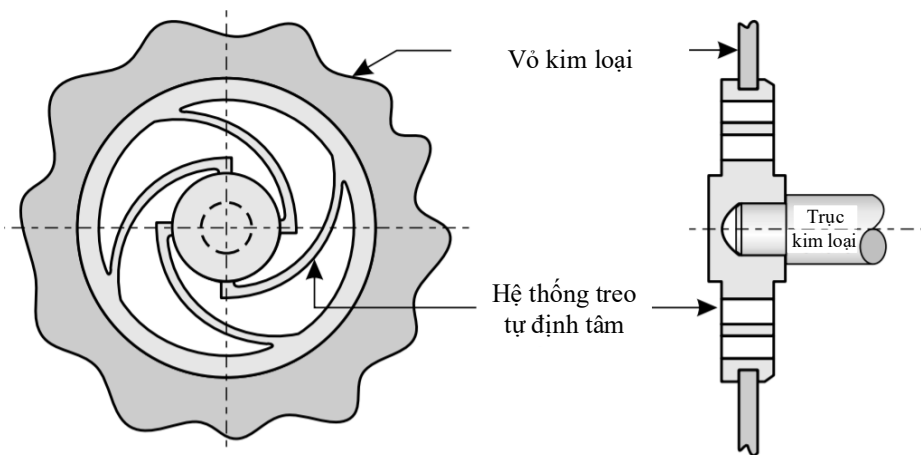
Hình 3.17 trình bày một ổ trượt đỡ Thomson Spacer Nyloner®, được thiết kế để cho phép sử dụng các ưu điểm của nylon 6/6 không gia cường và được bôi trơn bên trong. Với thiết kế tự định tâm có bề mặt côn không cần sử dụng các khoảng hở rộng để ngăn ngừa hiện tượng kẹt máy xảy ra do giãn nở nhiệt.

Hình 3.18 trình bày phần thân của bạc lót thanh truyền dạng khớp cầu với một vòng hãm đàn hồi, làm bằng nylon 6/6 không gia cường. Lót ổ dạng khớp cầu làm bằng homopolymer acetal, giảm độ mòn và đảm bảo hệ số ma sát thấp ngay cả khi không cần bôi trơn.

Hình 3.19 có thiết kế tương tự như Hình 3.18, nhưng có vòng hãm được hàn ma sát quay để chịu lực dọc trục lớn.



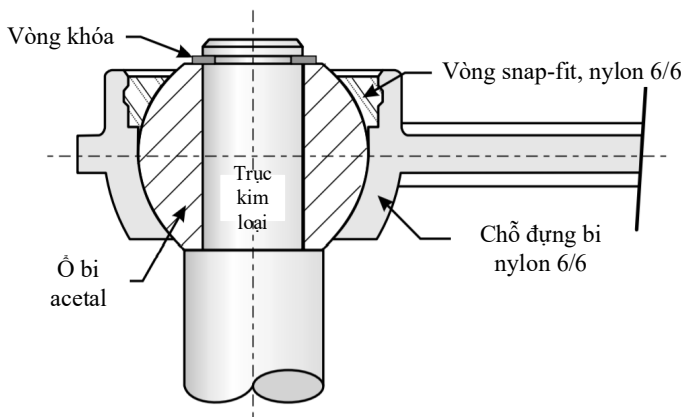
Hình 3.15: Lắp ráp linh hoạt hệ thống treo nhựa nhiệt dẻo kết thúc mặt bích



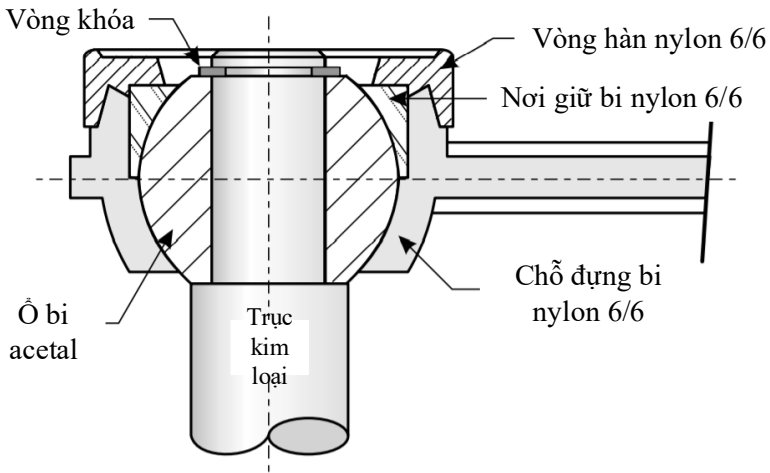
Hình 3.16: Đàn hồi treo nhựa nhiệt dẻo



Hình 3.17: Đệm Thomson Nyliner ổ đỡ trục



Hình 3.18: Kết nối của ổ bi

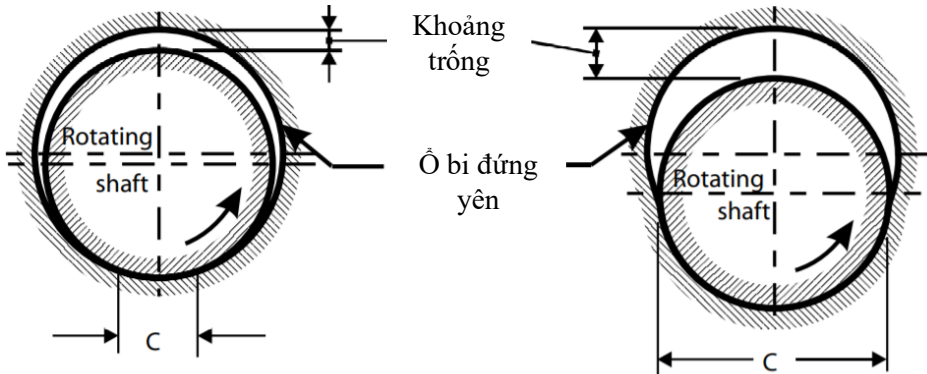


Hình 3.19: Kết nối vòng hàn và ổ đựng bi

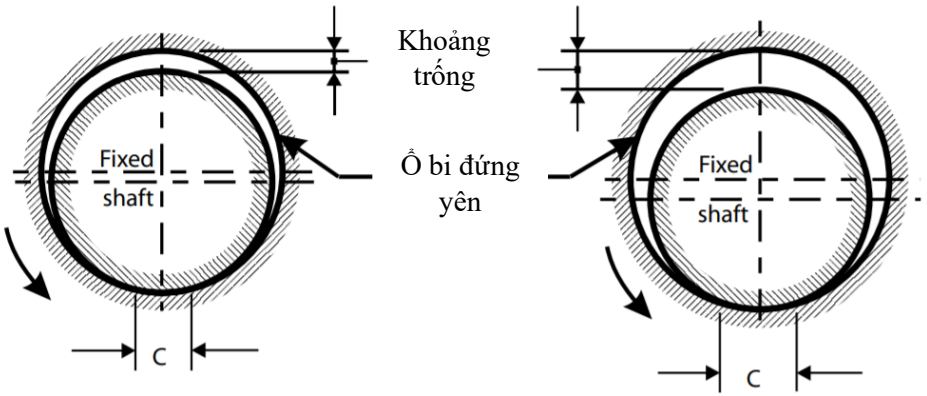
3.8 BỀ MẶT CHỊU TẢI Ổ TRƯỢT DỖ (C)

Trong trường hợp ổ trượt đỡ đứng yên và trục quay, bề mặt tiếp xúc mang tải sẽ tăng lên khi độ mòn tăng dần. Nếu khoảng cách giữa đường kính ngoài trục và đường kính trong của ổ trượt ban đầu quá cao, áp lực riêng trên bề mặt có thể gấp vài lần giá trị lý thuyết đã tính toán. Mòn trong trường hợp như vậy sẽ xảy ra rất nhanh, như trình bày trong Hình 3.20.

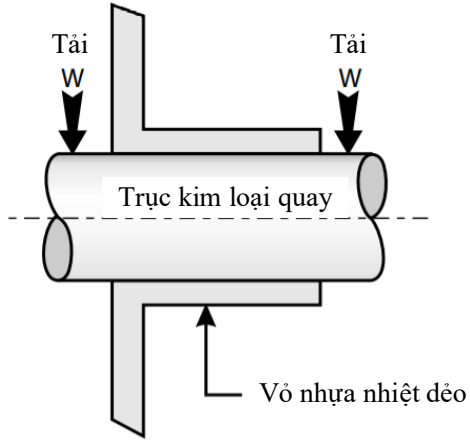
Trong trường hợp trục đứng yên và ổ trượt đỡ quay (ví dụ như con lăn), bề mặt tiếp xúc mang tải sẽ giảm khi mòn ngày càng tăng và điều kiện vận hành sẽ xấu đi, như trình bày trong Hình 3.21. Có thể thấy rằng việc phân phối tải tốt đòi hỏi khoảng hở ban đầu càng thấp càng tốt.



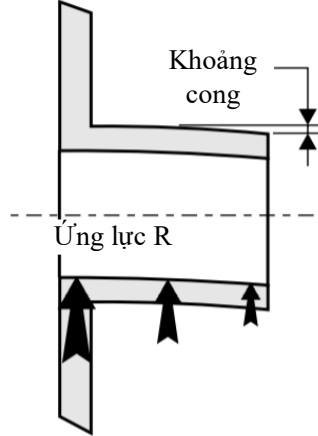
Hình 3.20: Tải trọng cố định bề mặt tiếp xúc



Hình 3.21: Vòng bị chịu tải bề mặt tiếp xúc



Phản ứng tải không đồng đều của ổ bi

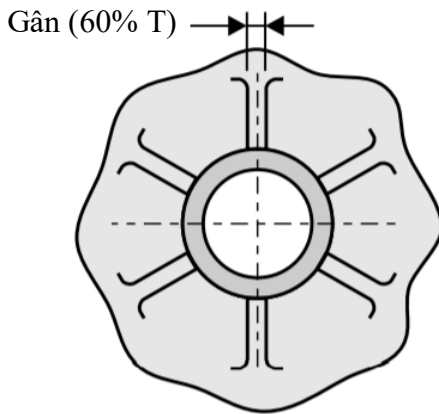
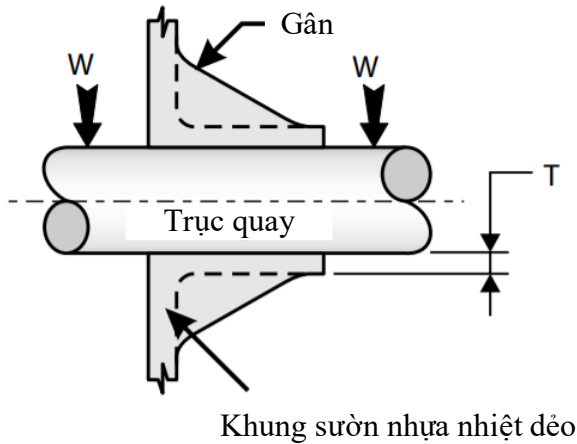


Hình 3.22: Phản ứng không đồng đều theo chiều dài của ổ bi

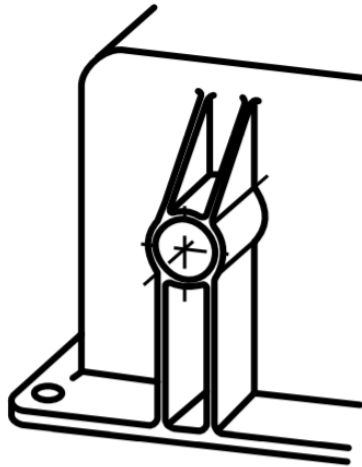
3.9 Phản ứng tải theo chiều dài của ổ trượt đỡ nhiệt dẻo

Hình 3.22 trình bày lực phân bố đều trên trục được truyền đến ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo có phần dầm chia để bị uốn, gây ra phản lực không đồng đều dọc theo chiều dài của toàn bộ ổ trượt đỡ.

Hình 3.23 trình bày ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo có dầm chia được đỡ bằng các đường gân và Hình 3.24 trình bày một ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo có gân đỡ ngoài. Các đường gân mỏng vòng quanh ổ trượt đỡ phân bố đồng đều lực đến thân vỏ.



Hình 3.23: Gân cách đều nhau quanh ổ lăn

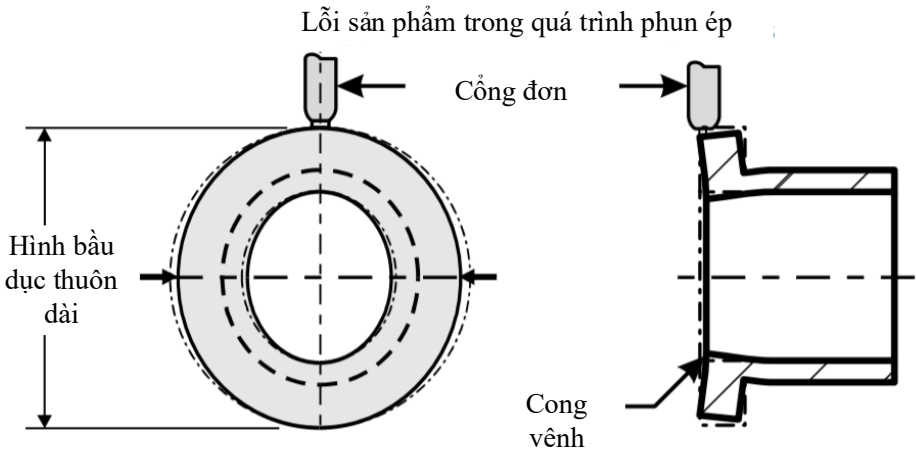


Hình 3.24: Trục có hỗ trợ gân bên ngoài

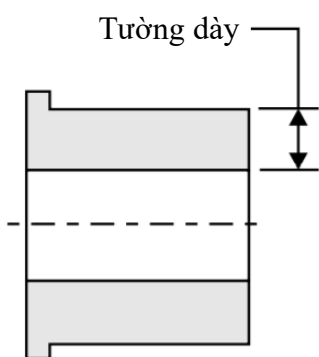
3.10 Khiếm khuyết trong quá trình ép ổ trượt đỡ

Khi ổ trượt đỡ dùng một miệng phun kiểu cạnh ngay tại mặt bích (Hình 3.25), chắc chắn có phần trăm thay đổi về độ tròn của ổ trục, đặc biệt nếu áp suất và tốc độ phun ở bước đầu quá cao, hoặc nếu vật liệu ép phun có đặc tính co rút khuôn quá mức. Nếu không có bước gia công lỗ tiếp theo, tải trọng đặt tại cạnh của ổ trục sẽ cao hơn ước tính.

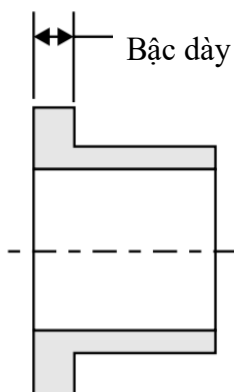
Một số ổ trượt đỡ mà phân thành hoặc phân vai dày, như trình bày trong hình 3.26 và 3.27, là kết quả của các vấn đề trong quá trình ép phun. Các ổ trượt đỡ ép phun này có các khuyết tật về co rút, cong vênh và vết lõm ở các mặt dày hơn, gây ra các vấn đề về sai lệch kích thước.



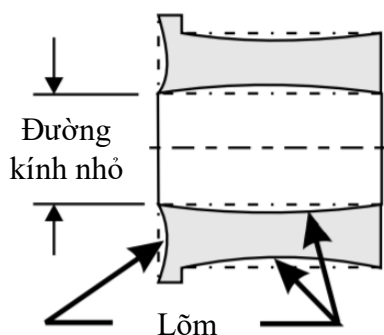
Hình 3.25: Ảnh hưởng quá trình phun bởi cổng phun



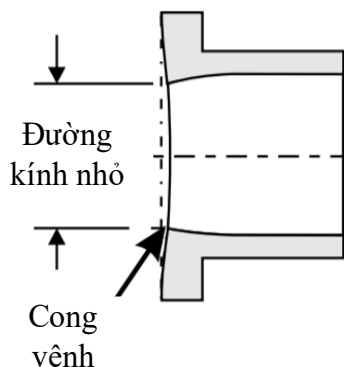
Các vấn đề khuôn



Các vấn đề khuôn



Hình 3.26: Ảnh hưởng bởi chi tiết dày



Hình 3.27: Sự ảnh hưởng của bạc sản phẩm ép dày

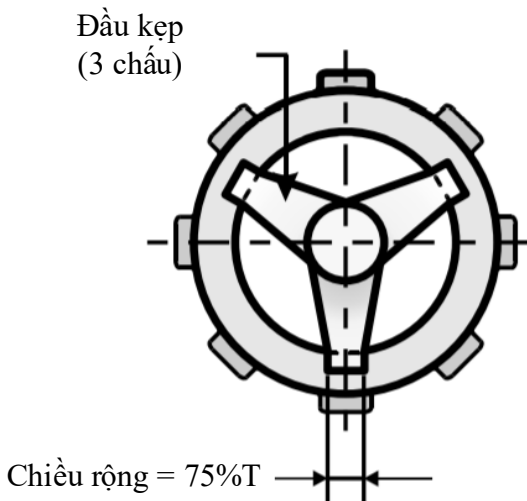
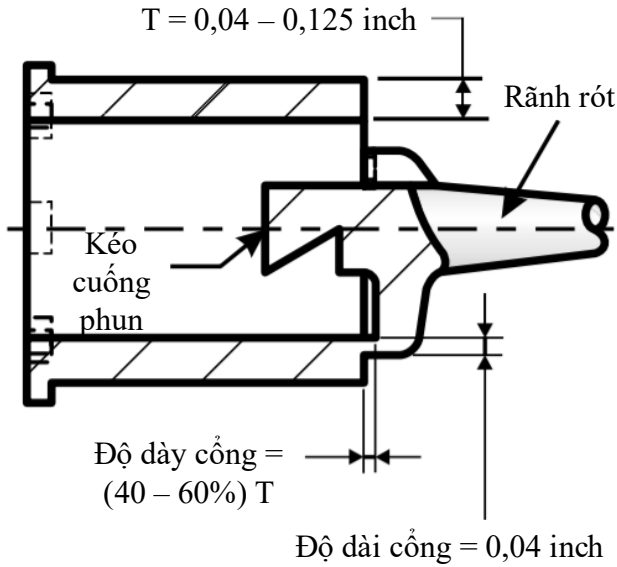
Hình dạng thiết kế ổ trượt chính xác với kiểu, kích thước và vị trí miệng phun thích hợp, như trong Hình 3.28, đáp ứng các điều kiện sau:

- Chiều dày thành khoảng 10% đường kính trục. Trong mọi trường hợp, nó không được lớn hơn 0,250 in.
- Sử dụng một miệng phun kiểu đĩa, khuôn ba tấm với ba hoặc nhiều miệng phun điểm chột hoặc kênh dẫn nóng với một vài vòi phun. Nếu lỗ ổ trượt được gia công sau đó, các miệng phun phải được đặt ở bên trong lỗ để có thể tháo chúng ra trong cùng một thao tác.
- Nên thay mặt bích (vai) ổ trục bằng nhiều vấu nhỏ để không gây biến dạng lỗ.

Ổ trượt và các thành phần khác được ép phun nguyên khối bằng nhựa tự bôi trơn cũng phải được ép phun ở các điều kiện xử lý được lựa

chọn chính xác cho các loại nhựa nhiệt dẻo này, nếu không, các khuyết tật ép phun nghiêm trọng có thể xuất hiện trên ổ trượt đỡ được ép phun:

- Khuyết tật tróc trên bề mặt ổ trục (bên trong và bên ngoài).
- Các sai lệch hình dạng ổ trục.
- Một lượng quá mức co rút sau ép phun; đường kính trong ổ trục đỡ có thể co lại ngay cả khi nó được gia công khoan lỗ.
- Dung sai có thể quá lớn.



Hình 3.28: Chia vành ổ lăn với đầu kẹp

3.11 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất ổ trượt

Các điều kiện bôi trơn khác nhau, do các thuật ngữ dùng trong ổ trượt đỡ nhựa khác với ổ trượt đỡ kim loại:

- *Không sự bôi trơn hoặc hoàn toàn không được bôi trơn* đề cập đến điều kiện bôi trơn mà cả ổ trượt đỡ và trục được lau khô bằng chất hòa tan. Sau khi làm sạch bằng chất hòa tan, trục và ổ trượt đỡ được xử lý để tránh nhiễm bẩn dầu ở mặt ngoài. Không có chất bôi trơn nào được thêm vào sau lắp đặt hoặc trong suốt quá trình vận hành.
- *Bôi trơn ban đầu* hoặc *được bôi trơn khi lắp đặt* đề cập đến lượng nhỏ dầu bôi trơn được thêm khi lắp ghép ổ trượt đỡ, nhưng sau đó thì không cần. Ví dụ, thường thêm ba đến bốn giọt dầu bôi trơn vào các trục có đường kính ngoài 1,00 in.
- *Bôi trơn lặp lại* đề cập đến điều kiện bôi trơn mà vượt ra ngoài điều kiện bôi trơn ban đầu, trong đó thỉnh thoảng bổ sung vài giọt dầu bôi trơn suốt trong quá trình vận hành. Điều kiện bôi trơn này có thể được so sánh với điều kiện bảo trì không thường xuyên (dưới 2 năm 1 lần).
- *Bôi trơn liên tục* đề cập đến một nguồn cấp chất bôi trơn không đổi. Trong điều kiện này, hệ số ma sát và tốc độ mòn là thấp nhất. Điều kiện này có thể tiếp cận đến bôi trơn ngoại biên, bôi trơn thủy động, hoặc thậm chí là bôi trơn cưỡng bức. Trong điều kiện bôi trơn liên tục, giá trị PV phải là cao nhất.

3.12 Các yếu tố ảnh hưởng đến kích thước ổ đỡ trục

Sự co rút sau ép phun, nhiệt độ, độ ẩm và độ rã thường bị bỏ qua trong thiết kế sản phẩm ổ trượt đỡ. Nguyên nhân dẫn đến sự thay đổi kích thước khá phổ biến đối với phần lớn các vật liệu, ngay cả khi các giá trị trên là rất nhỏ. Các nguyên lý thiết kế cơ bản cho nhựa tự bôi trơn giống như các vật liệu khác. Biết được các đặc tính thiết kế của vật liệu nhựa cho phép kỹ sư thiết kế sản phẩm dự đoán được các tác động gây ra bởi môi trường và độ rã.

Các giới hạn hoạt động của ổ trục nhựa nhiệt dẻo nhạy cảm với vận tốc hơn là áp lực ổ trục. Tuy nhiên, có những ứng suất giới hạn nên được xem xét trong ổ trục được thiết kế tốt. Ứng suất giới hạn tỷ lệ thuận (biến dạng đàn hồi) với biến dạng và nhiệt độ được sử dụng để tính toán thiết kế.

Ứng suất giới hạn chỉ là phần trăm nhỏ của độ bền nén của vật liệu và được giới hạn tới giá trị cho phép nhỏ nhất để phòng ngừa biến dạng quá mức ở nhiệt độ cao. Đối với ổ trượt đỡ mà tải nhẹ hoặc làm việc trong môi trường mát mẻ, biến dạng có thể bỏ qua. Tuy nhiên, đối với ổ trượt đỡ được

thiết kế để vận hành cần điều kiện giới hạn PV, ứng suất giới hạn nên được tăng lên sau khi kiểm nghiệm cẩn thận.

3.12.1 Tỷ lệ đường kính từ trong ra ngoài của ổ đỡ trục

Tỷ lệ chiều dài theo đường kính trong 1:1 được khuyến nghị cho các thiết kế có ổ đỡ trục. Đối với các ứng dụng có chiều dài vượt quá đường kính trong, ổ đỡ trục chịu sự hao mòn cục bộ và độ nóng chảy tại chỗ của ổ đỡ trục tăng, có thể là do độ chính xác kích thước cục bộ. Trong trường hợp đường kính trong vượt quá chiều dài, sự trao đổi nhiệt thường trở nên kém hiệu quả hơn (như trường hợp bề dày thành quá lớn), gây ra sự mài mòn cao hơn của ổ trượt đỡ.

3.12.2 Các yêu cầu và chuyển động của ổ đỡ trục

Khoảng hở giữa đường kính trong của ổ trục và đường kính ngoài của trục cho phép nó thực hiện trong các điều kiện sau:

- Trong chuyển động không liên tục.
- Trong chuyển động và dừng liên hồi.
- Trong chuyển động qua lại.
- Trong chuyển động trượt tuyến tính hoặc xoắn ốc.
- Trong điều kiện chịu tải liên tục.
- Trong không khí, nước, hoặc làm mát bằng dầu.

3.12.3 Ủ nhiệt ổ đỡ trục nhựa nhiệt dẻo

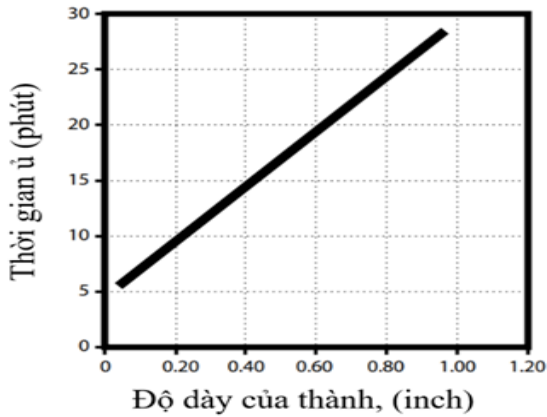
Ổ đỡ trục được phun ép bằng nhựa nhiệt dẻo chuyển từ giai đoạn nóng chảy nhựa sang dạng rắn bằng cách làm nguội, và một số ứng suất dư có thể tích tụ lại. Theo thời gian, những ứng suất này có thể được giải phóng. Trong một ổ đỡ trục, điều này thường được thấy rõ qua giảm khoảng hở và sau đó gây kẹt trong ổ đỡ trục. Các ứng suất tích tụ trong ổ trục ép phun có thể được giảm bớt bằng cách sử dụng nhiệt. Quá trình này được gọi là ủ, một lò không khí nóng hoặc tắm dầu nóng được sử dụng (ưu tiên). Ủ trong dầu cũng cung cấp dầu bôi trơn cho ổ đỡ trục.

Nhiệt độ ủ phải cao hơn điều kiện làm việc hoặc nhiệt độ môi trường xung quanh. Nhiệt độ ủ được khuyến nghị nên thấp hơn 50°F (±3°F) so với nhiệt độ nóng chảy của nhựa. Cần lưu ý rằng nếu nhiệt độ dầu vượt quá nhiệt độ khuyến nghị cho 1 phút trên mỗi 0,020 độ dày thành nó có thể làm giảm tính chất vật lý của ổ trục hoặc gây cong vênh.

Ổ đỡ trục sau khi được ủ trong bể dầu thường được lấy ra và làm mát trong không khí cho đến khi nhiệt độ của ổ đỡ trục đạt đến nhiệt độ

phòng. Nên tránh làm mát nhanh, vì nó có thể gây ra ứng suất nhiệt lên bề mặt của ổ đỡ trục.

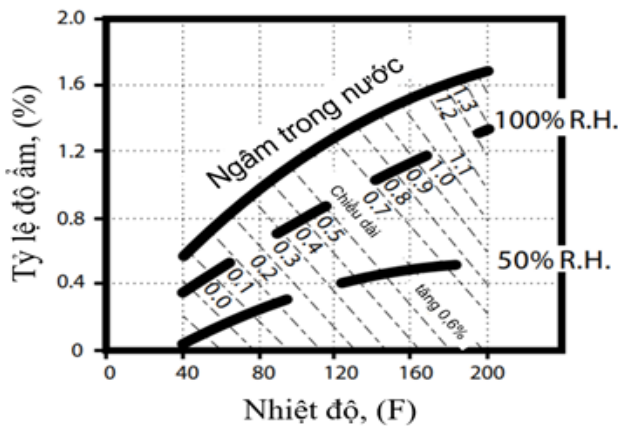
Hình 3.29 cho thấy các đặc tính ủ của nhựa acetal homopolymer.



Hình 3.29: Thời gian ủ nhựa Acetal homopolymer với độ dày của thành

3.12.4 Ảnh hưởng của độ ẩm tới tính chất của nhựa Acetal Homopolymer

Vật liệu nhiệt dẻo tự bôi trơn bị ảnh hưởng bởi độ ẩm từ môi trường. Mặc dù nhựa acetal homopolymer cho thấy sự ổn định tuyệt vời trong một loạt các điều kiện làm việc có độ ẩm, nhưng sự thay đổi kích thước của các bộ phận được tạo ra từ nhựa acetal homopolymer gây ra bởi độ ẩm trong môi trường làm việc nên được đưa vào trong các thiết kế các ổ đỡ trục. Hình 3.30 cho thấy một biểu đồ được sử dụng để tính toán các thay đổi kích thước gần đúng gây ra bởi sự hấp thụ nhiệt độ và độ ẩm của nhựa acetal homopolymer.



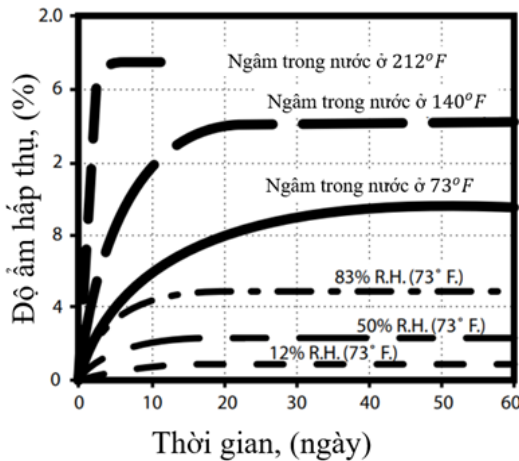
Hình 3.30: Nhựa Acetal tăng chiều dài do độ ẩm và nhiệt độ môi trường

Hình 3.31 cho thấy thời gian cần thiết để một bộ phận được làm từ acetal homopolymer thay đổi kích thước của nó dựa trên phần trăm hấp thụ độ ẩm ở các nhiệt độ khác nhau. Có thể thấy rằng nếu làm việc lâu dài trong nước nóng (độ ẩm và nhiệt độ) hoặc các điều kiện tương tự sẽ gây ra thay đổi kích thước.

Khả năng phục hồi biến dạng và khả năng tự bôi trơn của nhựa nhiệt dẻo là tuyệt vời, đặc biệt trong điều kiện nhiệt độ và độ ẩm cao. Tải trọng cho phép hoạt động phải ở dưới mức ứng suất gây biến dạng theo thời gian (creep). Do đó, nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn hiếm khi cần các sai số thiết kế để bù đắp cho biến dạng theo thời gian.

3.12.5 TFE và Nylon 6/6 và ảnh hưởng của độ ẩm

Nhựa TFE không pha trộn TFE không hấp thụ độ ẩm, do đó, nó không thay đổi kích thước với các biến đổi độ ẩm. Tuy nhiên, vật liệu TFE được gia cố có thể bị thay đổi kích thước, tùy thuộc vào loại và tỷ lệ phần trăm chất gia cố được kết hợp với các loại nhựa cơ bản.



Hình 3.31: Khả năng hấp thụ độ ẩm của nhựa Acetal sau thời gian ở từng mức nhiệt độ và độ ẩm môi trường khác nhau

Nhựa nylon 6/6 không pha trộn có thể hấp thụ độ ẩm từ không khí và môi trường làm việc. Khi khe hở của ổ đỡ trục là 0,015 in/in, các biến đổi độ ẩm gây ra thay đổi kích thước trong môi trường không khí không phải là vấn đề. Tuy nhiên, khi độ hở dưới 0,012 in/in hoặc ổ đỡ trục được ngâm trong nước, các tác dụng của môi trường nên được xem xét trong thiết kế.

Ổ đỡ trục làm bằng Nylon 6/6 thường chứa độ ẩm dưới 0,27% tổng trọng lượng. Khi tiếp xúc với không khí ở 73°F và độ ẩm tương đối 50%, ổ đỡ trục đúc sẽ đạt độ ẩm cân bằng là 2,50%.

Tốc độ hấp thụ độ ẩm và tốc độ thay đổi kích thước tương đối thấp. Điều kiện tiên quyết cho ổ đỡ trực trong nước sôi hoặc đun nóng chúng trong dung dịch muối kali axetat trong nước làm giảm thiểu sự thay đổi kích thước của nylon 6/6 trong quá trình sử dụng. Quy trình này đưa nylon 6/6 đến độ ẩm cân bằng với tốc độ nhanh hơn và điều chỉnh ổ đỡ trực theo kích thước cân bằng của các điều kiện dịch vụ dự đoán.

3.12.6 Ảnh hưởng của nhiệt độ đến ổ đỡ trực nhựa nhiệt dẻo

Nhiệt độ ảnh hưởng đến thiết kế khe hở vì hai lý do: tất cả các loại nhựa đều có hệ số giãn nở nhiệt tuyến tính gấp khoảng 10 lần so với kim loại và nhựa làm tản nhiệt rất chậm so với kim loại.

Một trong những bước đầu tiên trong thiết kế sản phẩm là xác định phạm vi nhiệt độ mà ổ đỡ trực phải hoạt động, sử dụng nhiệt độ môi trường trên và dưới dự kiến với vận tốc tối đa.

Nếu không sử dụng cặp nhiệt điện, rất khó để đo nhiệt độ chạy cân bằng thực tế của ổ đỡ trực. Tuy nhiên, nếu ổ đỡ trực hoàn toàn nằm trong giới hạn giá trị vận tốc áp suất (PV) được đề xuất, thì nhiệt độ chạy cân bằng không nên quá quan trọng.

Giãn nở nhiệt phải được xem xét cho cả ổ đỡ trực tự bôi trơn và không tự bôi trơn. Một số thiết kế có thể cung cấp một giải pháp một phần, nhưng về cơ bản, phải bao gồm sự giãn nở nhiệt cho đến khi các thử nghiệm cho thấy nhiệt độ hoạt động của ổ đỡ trực thấp do sự tự làm mát hoặc tản nhiệt tốt qua trục và vỏ.

Hệ số giãn nở nhiệt của acetal homopolymer là $4,5 \times 10^{-5}$ mỗi °F. Phạm vi nhiệt độ hoạt động càng lớn, sự giãn nở về nhiệt càng lớn. Ổ đỡ trực phải có khe hở tối thiểu 0,005 in/in ở nhiệt độ làm việc thấp nhất mà tại đó ổ đỡ trực có thể hoạt động theo đúng thiết kế và yêu cầu.

Sự giãn nở về nhiệt hoạt động theo hai cách: qua đường kính trong và qua chiều dài của ổ trục. Chiều dài phải tự do, không bị giới hạn ở một đầu để cho phép giãn nở nhiệt. Nếu ổ trục bị hạn chế ở cả hai đầu và sự hao mòn cục bộ hoặc nóng chảy tại chỗ xảy ra trong quá trình thử nghiệm, điều này gây ra bởi hiệu ứng nén. Hoặc tăng chiều dài trục hoặc tăng đường kính để giảm giãn nở nhiệt.

Độ dẫn nhiệt thấp của ổ đỡ trực tự bôi trơn là lý do cho sự tích tụ nhiệt nhanh và có thể nóng chảy tại chỗ hoặc nóng chảy tổng thể dưới tải quá mức hoặc khe hở nhỏ. Do đó, độ dày thành của ổ trục phải mỏng như thiết kế cho phép. Thành chịu lực càng mỏng, sự trao đổi nhiệt qua vỏ và trục kim loại càng tốt.

3.12.7 Ảnh hưởng của nhiệt độ tới độ hở của ổ đỡ trục nhiệt dẻo

Thay đổi nhiệt có thể làm cho ổ đỡ trục nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn bị kẹt và do đó dẫn đến sự phá hủy ngay lập tức của nó. Nếu có sự thay đổi đáng kể về nhiệt độ, cần phải kiểm tra ảnh hưởng của chúng đối với độ hở của ổ trục và tiến hành sửa đổi thiết kế phù hợp khi cần thiết.

Đối với ổ trục được làm bằng nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn được sử dụng trong một cấu trúc lớn, như trong Hình 3.32, dữ liệu thử nghiệm được phát triển bằng cách sử dụng ổ đỡ trục acetal homopolymer để xác định độ hở tăng khi nhiệt độ tăng. Độ hở cần được chỉ định và kiểm tra liên quan đến nhiệt độ môi trường thấp nhất dự kiến cho ứng dụng. Ví dụ, ổ đỡ trục acetal homopolymer có đường kính trong 1.200 in sẽ tăng 0,0024 khi tăng nhiệt độ 76°F.

Hình 3.33 cho thấy một ổ trục được làm bằng chất đồng nhất acetal tự bôi trơn được ép vào vỏ kim loại. Độ hở của ổ trục sẽ giảm khi nhiệt độ tăng khi thành mở rộng về phía bên trong hoặc đường kính trong của ổ trục. Những thay đổi kích thước này có thể được bỏ qua khi sử dụng độ dày thành bình thường. Ví dụ, với độ dày thành 0,120 in và nhiệt độ tăng 105°F, độ hở sẽ giảm chỉ 0,00075 in.

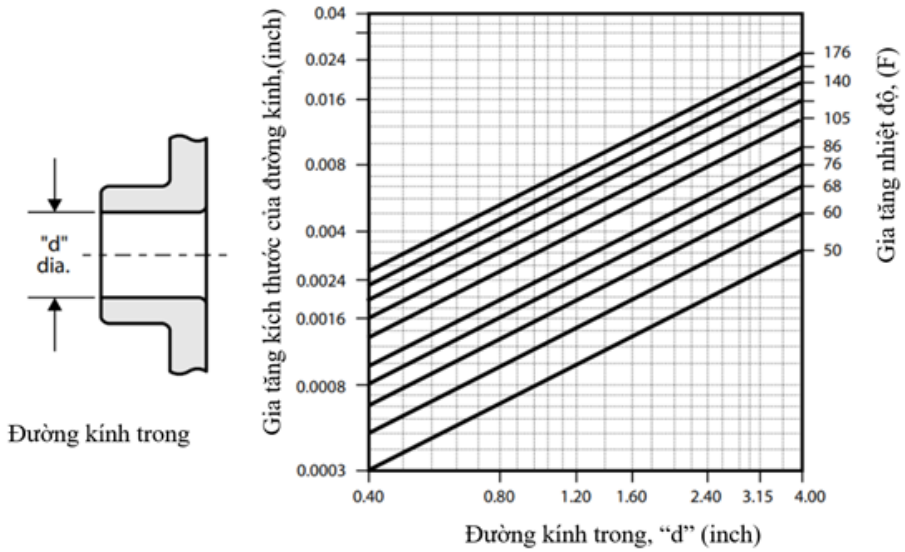
Nếu thay đổi nhiệt độ thường xuyên trên một phạm vi nhiệt độ rộng, một ổ đỡ trục làm bằng chất đồng nhất acetal không nên được kẹp chặt, vì theo thời gian, tất cả các lực giữ sẽ biến mất.

Sự gia tăng nhiệt độ được tạo ra bởi ma sát trong ổ đỡ trục bằng nhựa acetal homopolymer sẽ phụ thuộc vào hệ số ma sát và giới hạn giá trị vận tốc áp suất (PV), nên không thể dự đoán được sự dẫn nhiệt. Do đó, sẽ thuận lợi hơn khi xác định nhiệt độ của ổ trục bằng thực nghiệm, cho tải trọng cao và không được làm mát.

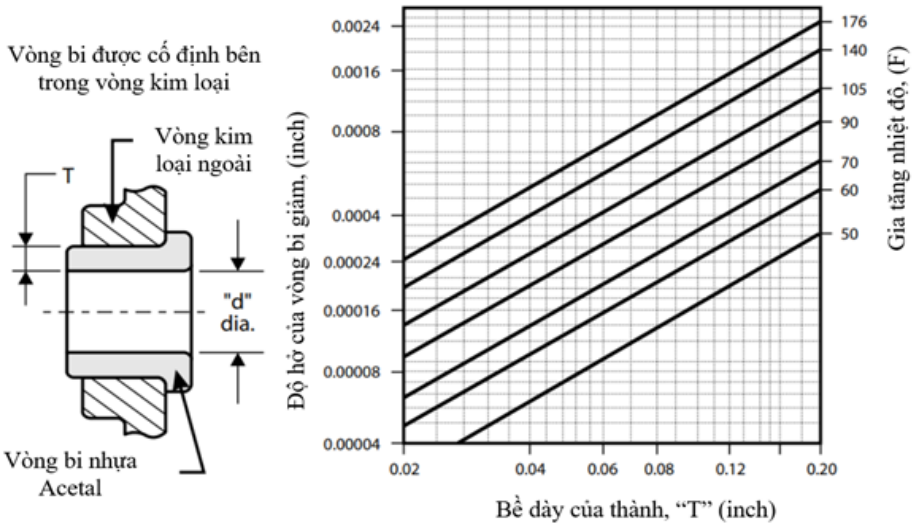
Đối với ổ đỡ trục acetal homopolymer, nhiệt độ bề mặt hoạt động tối đa gây ra bởi ma sát và điều kiện môi trường bên ngoài không được vượt quá 158-176°F.

Đối với ổ đỡ trục làm bằng nhựa nylon 6/6 không pha trộn và bôi trơn bên trong, nhiệt độ bề mặt hoạt động tối đa không được vượt quá 176-212°F.

Nếu cần có hiệu suất ổ đỡ trục tốt và tuổi thọ dài đối với nhựa acetal homopolymer và nhựa nylon 6/6 không được bôi trơn/bôi trơn bên trong, thì nên đưa vào nhiệt độ hoạt động tối đa cho cả hai loại polymer hỗn hợp trong khâu thiết kế.



Hình 3.32: Sự thay đổi kích thước của đường kính trong với sự thay đổi nhiệt độ



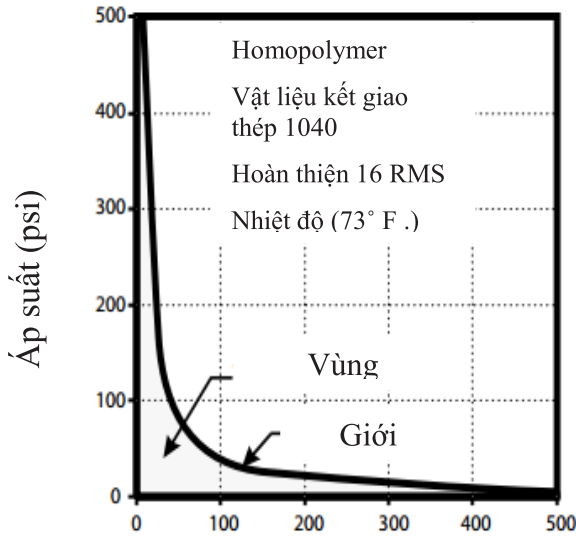
Hình 3.33: Độ hở của Ổ trượt đỡ với bề dày thành khi nhiệt độ thay đổi

3.13 Áp suất ổ đỡ trục (PV) giới hạn

Hai tiêu chí quan trọng nhất trong thiết kế ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo là giới hạn PV và độ mòn. Giới hạn PV của nhựa nhiệt dẻo trong một môi trường xác định cho kỹ sư thiết kế biết vật liệu có phù hợp với ứng dụng

hay không. Để thiết kế thành công, kỹ sư phải có cơ sở để dự đoán tốc độ mài mòn, nếu không, cần phải có một mẫu thử cho mỗi ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo chưa xử lý.

Giới hạn PV là tích số của áp suất (psi) và vận tốc (fpm). Hình 3.34 trình bày đường cong giới hạn PV cho nhựa homopolymer acetal. Nổi các điểm áp suất giới hạn và vận tốc giới hạn trên tọa độ áp suất vận tốc ta được đường cong giới hạn PV. Đồ thị này được phát triển cho một loại nhựa cụ thể và rất hữu ích để tìm ra giới hạn của vật liệu khi biết áp suất hoặc vận tốc.



Hình 3.34: Giới hạn động nhất của Acet đường cong

Bất kỳ loại nhựa tổng hợp nào trượt trên bề mặt vật liệu khác mà không có sự hỗ trợ của chất bôi trơn (dầu, mỡ, v.v.) ở nhiệt độ môi trường nhất định đều có giới hạn PV. Giới hạn PV là do nhiệt độ ma sát bề mặt của nhựa đạt hoặc vượt quá giá trị PV tới hạn.

Bởi vì nhiệt ma sát gây ra bởi chuyển động trượt phụ thuộc vào áp suất, vận tốc và hệ số ma sát, nên nhiệt độ bề mặt sẽ phụ thuộc vào áp suất, vận tốc và hệ số ma sát nếu các tham số nhiệt thất thoát không đổi. Việc đo nhiệt độ bề mặt ở nhiều tổ hợp áp suất và vận tốc khác nhau dường như là cơ sở tuyệt vời để xác định giới hạn PV của nhựa. Tuy nhiên, nhiệt độ ảnh hưởng đến biến dạng nén và biến dạng dư dưới tải trọng, vì vậy nhiệt độ bề mặt tối đa mà nhựa sẽ hoạt động ổn ở áp suất cao và vận tốc thấp không nhất thiết phải giống khi ở áp suất thấp và vận tốc cao.

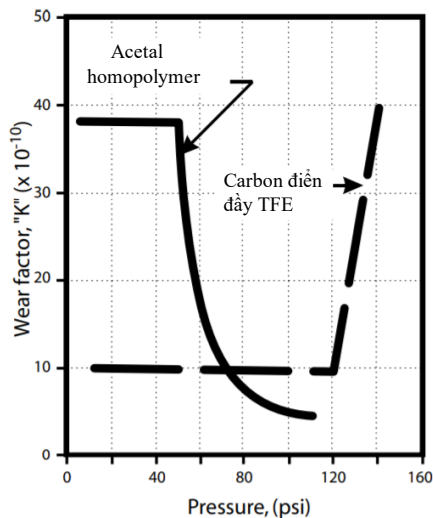
3.13.1 Phương pháp xác định giá trị giới hạn PV của nhựa

- *Kiểm tra áp suất*

Với phương pháp này, một loạt các thử nghiệm được thực hiện với một vận tốc không đổi. Trong mỗi thử nghiệm, áp suất bề mặt được tăng lên với gia số nhỏ, đo nhiệt độ và hệ số ma sát của mẫu, cho đến khi đạt được áp suất mà tại đó không thể có được nhiệt độ và hệ số ma sát cân bằng hoặc có các dấu hiệu phá hủy khác. Thông qua việc lựa chọn các gia số áp suất và áp suất ban đầu thích hợp, thời gian của mỗi thử nghiệm được giảm để giảm ảnh hưởng của mòn xuống. Áp suất cao nhất mà tại đó đạt được sự vận hành tốt nhất với vận tốc thử nghiệm sẽ cho ra giới hạn PV đối với loại nhựa cụ thể ở nhiệt độ môi trường.

- *Kiểm tra mòn hàng loạt*

Phương pháp thứ hai là tiến hành các thử nghiệm mòn ở một loạt áp suất với các vận tốc khác nhau. Kết quả của mỗi lần được vẽ dưới dạng tốc độ mòn (hoặc hệ số mòn) so với áp suất. Áp suất mà tại đó đường cong này biến đổi với độ dốc cao là áp suất giới hạn cho vận tốc thử nghiệm và nhiệt độ môi trường. Ví dụ về đường cong loạt thử nghiệm mòn đối với homopolymer acetal và TFE được trình bày trong Hình 3.35.



Vật liệu kết giao thép 1040

Gia công tinh 16 RMS

Độ cứng 22 Rc

Vận tốc gia công 100 fpm

Nhiệt độ 73^o F

Không cần bôi trơn

Hình 3.35: Giới hạn PV Acetal và TFE, đường cong kiểm tra mòn

3.13.2 Hệ số ma sát ổ trục

Hệ số ma sát là mối quan tâm hàng đầu khi thiết kế sản phẩm ổ trục. Tuy nhiên, dự đoán chính xác một hệ số ma sát cụ thể cho một ổ trượt đỡ bằng nhựa là không thể. Tuy nhiên, các số liệu hiện nay đã đủ để chỉ ra các mức gần đúng của hệ số ma sát trong phần lớn các điều kiện chịu lực.

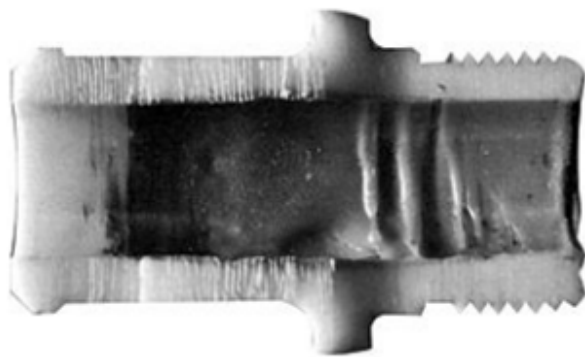
Teflon® có hệ số ma sát đặc biệt thấp ở tốc độ thấp hơn 20 fpm và ở tải cao hơn 25 lbs. Trong các điều kiện như vậy, có thể đạt được hệ số ma sát thấp đến 0,15 với các vật liệu nhựa tổng hợp trộn với các chất phụ gia có một phần trăm thấp hệ số ma sát. Polymer Teflon® TFE không gia cường vận hành với trục thép có hệ số ma sát thấp nhất trong tất cả các vật liệu đạt đến 0.04. Hệ số ma sát tĩnh nhỏ hơn hệ số ma sát động, không gây trượt dính và vận hành trơn tru.

Nylon 6/6 không gia cường và bôi trơn bên trong có hệ số ma sát 0,20-0,40. Homopolymer acetal có hệ số hệ số ma sát thấp hơn, từ 0,15 đến 0,35. Hệ số ma sát tĩnh và động của homopolymer acetal bằng nhau. Do đó, những ổ trượt đỡ này có ma sát ban đầu thấp.

Các thử nghiệm đã chỉ ra rằng không có mối quan hệ tuyến tính giữa hệ số hao mòn và hệ số ma sát. Khoảng hở càng nhỏ và hệ số ma sát càng cao thì độ mòn càng cao. Hệ số ma sát cao gây ra sự tích tụ nhiệt do ma sát đủ nhanh để gây ra sự nóng chảy một phần hoặc toàn bộ bề mặt bên trong của ổ trượt đỡ. Tuy nhiên, khoảng hở nhỏ có thể làm tăng góc tiếp xúc của ổ lăn với trục, trong trường hợp đó hệ số ma sát sẽ cao hơn.

3.13.3 Hư hỏng ổ trượt do khoảng hở nhỏ

Ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo chịu tải trọng và tốc độ quá mức hoặc khoảng hở nhỏ với trục bị hỏng do nhiệt tích tụ nhanh chóng vượt quá nhiệt độ nóng chảy. Hình 3.36 trình bày một ổ trục đỡ homopolymer acetal có khoảng hở nhỏ. Nhiệt độ bề mặt bên trong vượt quá nhiệt độ nóng chảy của nhựa, gây ra sự không hoàn hảo trên bề mặt dẫn đến tăng nhiệt ma sát trong quá trình kiểm nghiệm.



Hình 3.36: nhiệt độ bề mặt vượt quá gây ra bởi việc giải phóng khoảng hở nhỏ

Phần lớn các hư hỏng của ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo cho thấy rằng quá tải và tốc độ cao làm cho tốc độ mòn tăng theo tỷ lệ tuyến tính với sự gia tăng tải trọng và tốc độ. Nếu mòn xảy ra dưới tải trọng và tốc độ cho phép, là do khoảng hở nhỏ giữa đường kính trong của ổ trục và trục.

PV quá lớn hoặc khoảng hở nhỏ là nguyên nhân chính gây ra sự tích tụ nhiệt do ma sát. Điều kiện này vượt quá giới hạn tối đa của vật liệu, gây ra mòn và phá hủy nhanh chóng trên ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo.

3.13.4 Định nghĩa các dạng mòn khác nhau

Lý thuyết về ma sát và mòn đã được phát triển rất chi tiết bởi Tabor, Bowden, Rabinowicz. Phần lớn các nghiên cứu lý thuyết về ma sát và hao mòn đã được thực hiện cho tổ hợp kim loại và vật liệu nhựa.

Chất kết dính

Bất cứ khi nào hai vật liệu được tiếp xúc, các lực hấp dẫn có xu hướng giữ chúng cùng nhau. Khi các bề mặt được tách ra, sự phá vỡ không xảy ra tại bề mặt chuyển tiếp ban đầu, thay vào đó, một lỗi kết cấu có thể xảy ra trong một vật liệu. Điều này là do vật liệu được chuyển, sau đó có thể chuyển trở lại bề mặt ban đầu, hình thành sự lỏng lẻo giữa các hạt. Chất kết dính thường tạo ra các hạt mài mòn và có thể chuyển vật liệu lỏng lẻo cho bề mặt kết hợp. Bề mặt kết quả khá trơn tru. Chất kết dính thường có tỷ lệ hao mòn thấp; tuy nhiên, sự hao mòn nhanh và chuyển đổi từ bề mặt polymer sang trục kim loại quan sát được điều kiện hoạt động khắc nghiệt.

Mài mòn

Sự mài mòn xảy ra khi một bề mặt cứng thô, hoặc một bề mặt mềm có chứa cứng các hạt, trượt trên một bề mặt mềm hơn. Những điều kiện này

thường tạo ra một loạt các rãnh trên bề mặt mềm hơn và vật liệu bị dịch chuyển thường hình thành các hạt ăn mòn. Cùng một kiểu hao mòn xảy ra khi hai bề mặt trơn trượt chống lại nhau trong sự hiện diện của các hạt mài mòn. Mài mòn thông thường tạo ra các hạt mài mòn lớn hơn, xảy ra với tốc độ nhanh hơn và tạo ra một bề mặt hao mòn tương đối. Kiểu mài mòn này là kiểu điển hình khi bề mặt ổ đỡ trụ bị nhiễm các hạt mài mòn, hoặc từ môi trường hoặc từ sự tích tụ của các hạt mài mòn.

Ăn mòn

Kết quả ăn mòn khi trượt xảy ra trong một bầu không khí ăn mòn. Nhiều vật liệu tạo thành một màng bề mặt làm chậm hoặc ngừng ăn mòn. Tuy nhiên, nếu lớp màng này liên tục bị loại bỏ do mòn, ăn mòn vật liệu nền sẽ tiếp diễn. Nhiều loại polymer chống chịu được các hóa chất ăn mòn thông thường, ổ trục nhựa thường được xác lập cho môi trường ăn mòn.

Ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo nên được nghỉ để có hiệu suất mòn tốt nhất. 15 phút ở một nửa điều kiện bảo dưỡng là đạt yêu cầu đối với ổ trượt đỡ homopolymer nylon 6/6 hoặc acetal. Với ổ trượt đỡ làm bằng Teflon® TFE fluorocarbon, thời gian nghỉ thậm chí còn ít hơn. Nếu khoảng thời gian nghỉ 15 phút là không thực tế đối với quá trình lắp ráp, giảm giới hạn PV thiết kế xuống mức thấp hơn trong khoảng thời gian nghỉ. Thời gian nghỉ có thể được loại bỏ bằng cách nhỏ một vài giọt dầu (bôi trơn ban đầu) giữa mặt tương ứng của đường kính trong ổ trượt đỡ và đường kính ngoài của trục hoặc bằng cách ủ ổ trượt đỡ trong dầu ở nhiệt độ và thời gian được khuyến nghị bởi nhà cung cấp nhựa, mà không cần loại bỏ dầu từ bề mặt bên trong của ổ trượt đỡ.

3.14 Vật liệu ảnh hưởng độ cứng và hoàn thiện bề mặt

Hiệu suất mòn của ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo có thể bị ảnh hưởng bởi độ cứng của vật liệu đối tiếp và gia công tinh lớp bề mặt của vật liệu đó. Tốc độ mòn có thể được giảm bằng cách tăng độ cứng và bóc tách bề mặt kim loại bằng gia công tinh. Nguyên công gia công tinh đánh bóng trục kim loại phải theo hướng chuyển động của ổ trục trên mặt tương ứng.

Bởi vì chất bôi trơn là không cần thiết trong các ứng dụng ổ trượt đỡ bằng nhựa, gỉ sét trục kim loại có thể là một vấn đề. Nên sử dụng thép không gỉ hoặc các loại vật liệu chống gỉ khác với độ cứng và đánh bóng kim loại thích hợp. Nếu dùng thép hợp kim thông thường, khuyến nghị mạ crom. Trong trường hợp thiết kế bị giới hạn, cho phép có thể sử dụng anot hóa cứng hoặc nhôm với sơn phun trên bề mặt mạ crom cứng TFE. Nhôm và kẽm không phải là mặt tương ứng tốt cho ổ trượt đỡ nhựa bởi vì độ mềm của những vật liệu này có thể dẫn đến mài mòn nhanh chóng. Nhôm đúc áp

lực có hàm lượng silica cao rất dễ mài mòn bởi nhựa và độ thấm qua của lớp mạ crôm có thể gây mòn lớn hơn so với bề mặt thép được đánh bóng. Bề mặt kim loại của trục phải cứng và nhẵn.

3.15 Sự tự bôi trơn của ổ trượt đỡ bằng nhựa nhiệt dẻo

Một trong những đặc tính của vật liệu nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn là có độ dẫn nhiệt thấp. Phần lớn vật liệu nhựa nhiệt dẻo có độ dẫn nhiệt gần bằng nhau, mặc cho các chất phụ gia và các chất gia cường có ma sát thấp được tổng hợp để thay đổi tính chất của các vật liệu nhựa nhiệt dẻo. Các vật liệu gia cường điển hình là sợi thủy tinh và sợi aramit. Mức tải biến thiên từ 10-40% khối lượng. Chất phụ gia có hệ số ma sát thấp được tổng hợp với ma trận nhựa. Một số chất phụ gia này là graphite, molybdenum disulfide, nhôm và canxi stearat, bột hoặc sợi Teflon® TFE, silicone, carbon và sợi aramit.

Việc thiết kế ổ trượt đỡ nhựa tương tự với các biện pháp được sử dụng cho ổ trục kim loại. Các công thức và các lý thuyết kỹ thuật căn bản tương tự cũng có thể áp dụng được.

Các đặc tính chức năng của các loại vật liệu ổ trục nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn bao gồm:

- Khi được bôi trơn hoàn toàn, ổ trượt đỡ tự bôi trơn bằng nhựa nhiệt dẻo vận hành tương tự hoặc tốt hơn ổ trượt đỡ kim loại.
- Chúng có thể được sử dụng với ít hoặc không bôi trơn.
- Chúng có hệ số ma sát rất thấp (0,30 đối với không bôi trơn và 0,04 đối với nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn).
- Nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn không cho thấy hiện tượng dính trượt vì không có sự khác biệt đáng chú ý nào giữa các hệ số ma sát động và hệ số ma sát tĩnh đối với bề mặt thép.

Vật liệu nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn có các đặc tính kỹ thuật mong muốn khác. Chúng biểu hiện độ dẻo thấp và biến dạng thấp khi chịu tải ngay cả ở độ ẩm và nhiệt độ cao. Với độ bền cao, chúng có đủ biến dạng đàn hồi để ép chặt, lấp đàn hồi, độ bền chống va đập tốt và có xu hướng làm giảm dao động do ổ trượt đỡ lắp gây ra.

Ổ trượt đỡ nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn không được phép chạy nóng hơn nhiệt độ nóng chảy. Ví dụ: ổ trượt đỡ homopolymer acetal không được sử dụng liên tục trên 176°F và không liên tục lên đến 200°F.

Không có cách chính xác nào để tính toán hiệu suất của ổ trượt đỡ, ngay cả khi đã biết tất cả các tham số thiết kế; rất khó để đo nhiệt độ

vận hành mặt tiếp xúc của ổ trượt và trục. Tuy nhiên, có thể đạt được một xấp xỉ qua đó thấy được ổ trượt đỡ có làm việc tốt trong một ứng dụng hay không.

Giới hạn PV là tích số của lực ép nén (psi) trên phần diện tích ổ trục chia ra và vận tốc chạy (fpm). Cho vận tốc chạy, tổng lực ép nén, và biết đường kính trục, có thể tính giá trị giới hạn PV. Từ giá trị này, có thể xác định được các kích thước vật lý và các dung sai thiết kế cho ổ trượt đỡ và trục mà cần cho các ứng dụng đặc trưng.

Phần lớn các ứng dụng ổ trượt đỡ thỉnh thoảng phải chịu tải trọng bất ngờ và dao động. Chúng nên được xem xét để giới hạn giá trị PV xuống 75% giới hạn chuẩn. Ví dụ: thiết kế một ổ trượt đỡ bằng homopolymer acetal để vận hành ở vận tốc giữa 100 và 200 fpm, nên chọn một giới hạn PV là 3,000 (Bảng 3.1) nhân với 0,75 ta được 2,250 fpm.

Các phiôi dạng thanh bằng vật liệu nhựa tự bôi trơn có thể được gia công để tạo ra các mẫu thử ổ trượt đỡ được sử dụng để kiểm nghiệm dưới các điều kiện sử dụng cuối cùng được yêu cầu. Các tính toán chỉ nên được sử dụng để quyết định tính khả thi của thiết kế và xác nhận các kết quả được tìm thấy trong các thử nghiệm mẫu thử ổ trượt đỡ nhựa.

Vật liệu nhựa tự bôi trơn cho các ứng dụng ổ trục bao gồm: phenolic, homopolymer acetal, nylon 6/6, fluorocarbon, polycarbonate, polysulfone, polypropylen và polyetylen có trọng lượng phân tử siêu cao. Những vật liệu này được sử dụng với trục thép được xử lý nhiệt (20 thép 45 RC) và thép đánh bóng (16.32 RMS).

Ổ trượt đỡ Nylon 6/6 và Teflon® TFE fluorocarbon có xu hướng chảy nguyền dưới lực ép nén trung bình. Kết quả của vận tốc và áp suất (PV) là công suất định mức của ổ trục trên mỗi đơn vị diện tích. Kết quả của PV và hệ số ma sát là sự tiêu tán năng lượng (hoặc suất tỏa nhiệt). Tốc độ mài mòn là kết quả của hệ số mòn và PV. Việc gia tăng độ cứng vật liệu làm ổ trục với chất gia cường hoặc lớp đệm đỡ (ổ trục ghép) có thể giảm hệ số ma sát và hệ số mòn của ổ trượt đỡ.

Nhựa nhiệt dẻo tự bôi trơn rất nhạy cảm với nhiệt. Khi nhiệt độ tăng lên trên nhiệt độ nóng chảy, tốc độ mòn tăng đáng kể. Phương pháp loại bỏ nhiệt tốt nhất là sử dụng dầu hoặc nước qua trục kim loại.

Hệ số hao mòn có nghĩa là tốc độ mất vật liệu trong một khoảng thời gian (in^3/h). Áp lực ổ trục là tải trọng chia cho diện tích chiếu của ổ trục (psi). Bảng 3.1 cho thấy các điều kiện hoạt động tối đa của một số vật liệu ổ trục.

Bảng 3.1: Giới hạn hoạt động của vật liệu nhựa

Vật liệu nhựa	Áp suất tối đa (psi)	Nhiệt độ tối đa (°F)	Vận tốc tối đa (fpm)	Giới hạn PV tối đa (psi. fpm)
Phenolic	6,000	200	2,500	15,000
Sợi nylon không pha trộn 6/6	1,000	200	1,000	3,000
Fluorocarbon	500	500	50	1,000
Fluorocarbon (gia cố)	2,500	500	1,000	10,000
Fluorocarbon (vải)	60,000	350	150	25,000
Polycarbonate	1,000	220	1,000	3,000
Acetal homopolymer	1,000	180	1,000	3,000

Bảng 3.2: Hệ số ma sát và yếu tố hao mòn

Vật liệu nhựa	Trục	Hệ số hao mòn (K 10 ⁻¹⁰)	Hệ số ma sát	
			Động	Tĩnh
Acetal homopolymer	Acetal	10,200	0,50	0,45
Acetal homopolymer	Thép	65	0,30	0,25
Acetal homopolymer (20% TFE)	Thép	45	0,25	0,20
Sợi nylon không pha trộn 6/6	Nylon 6/6	1,150	0,60	0,46
Sợi nylon không pha trộn 6/6	Thép	800	0,35	0,30
Nylon 6/6 (20% TFE)	Thép	30	0,25	0,18

Nylon 6/6 (30% thủy tinh, 15% TFE)	Thép	45	0,35	0,26
Polysulfone (30% thủy tinh, 15% TFE)	Thép	65	0,4	0,28
Polycarbonate	Thép	2,500	0,6	0,45
Polycarbonate (30% thủy tinh, 15% TFE)	Thép	70	.	.

Đối với ổ trục vận hành ở nhiệt độ rất thấp, hoặc khoảng thời gian gián đoạn, mòn không phải là vấn đề. Ví dụ: đệm đỡ và con lăn đỡ sử dụng cho các ngăn kéo gỗ, các bánh xe làm việc ở chế độ nhẹ, ổ trượt đỡ fluorocarbon dùng trong các thiết bị chế biến thực phẩm.

Ổ trượt đỡ vật liệu tổng hợp kết cấu fluorocarbon có định mức tải trọng, nhiệt độ và PV cao nhất, trong khi ổ trượt đỡ phenolic có định mức tốc độ cao nhất. Ổ trượt đỡ phenolic được sử dụng trong trục chân vịt dùng trong hàng hải và trục tuabin dùng trong thủy điện.

CHƯƠNG 4

THIẾT KẾ Lò XO NHỰA

Mục tiêu chương 4: Trình bày về thiết kế lò xo nhựa

Sau khi học xong chương này, người học có khả năng:

- 1) *Thiết kế lò xo.*
- 2) *Phân tích khả năng tải của lò xo.*

4.1 Giới thiệu

Các loại nhựa nhiệt dẻo, chẳng hạn như nhựa Acetal, nylon 6/6, PE, PP, TPE và nhiều vật liệu khác có độ đàn hồi và đặc tính cơ học vượt trội để ép phun các sản phẩm đàn hồi có chức năng như lò xo. Bằng các vật liệu này, lò xo nhựa nhiệt dẻo có thể được lắp vào các bộ phận cấu thành sản phẩm đa chức năng, giảm số lượng các bộ phận cần thiết cho ứng dụng, giảm chi phí sản xuất, lắp ráp và tồn kho.

Các ứng dụng lò xo nhựa nhiệt dẻo ép phun bao gồm máy ảnh, các hệ thống áp lực nước, tưới tiêu, cơ chế in, cửa, đầu nối khóa điện, nắp bút, đồ lưu lượng, thiết bị giao thông, một loạt các thiết bị công nghiệp nói chung và các sản phẩm tiêu dùng.

Các yêu cầu về vật liệu quan trọng nhất đối với lò xo nhựa nhiệt dẻo ép phun bao gồm độ cứng, độ bền mỏi, khả năng chịu tải cao, độ rão, khả năng tự bôi trơn và dễ dàng gia công các bộ phận đa chức năng phức tạp hoặc có bề dày mỏng. Tùy thuộc vào ứng dụng sau cùng, lò xo ép phun nhựa nhiệt dẻo có thể được yêu cầu hoạt động trong một khoảng nhiệt độ rộng, trong môi trường ăn mòn, hoặc dưới các điều kiện môi trường khắc nghiệt khác.

Một trong những loại nhựa nhiệt dẻo được lựa chọn thường xuyên nhất cho các ứng dụng lò xo là nhựa Acetal. Nhựa này cung cấp nhóm các đặc tính cơ học và các yêu cầu kỹ thuật ép phun cân bằng nhất. Các loại nhựa nhiệt dẻo có độ bền rão thấp và độ bền cao, chẳng hạn như PE, PP, TPE, PC, nylon 6/6 không gia cường và sợi thủy tinh cũng được sử dụng cho lò xo.

Để đảm bảo hiệu năng lò xo ép phun bằng nhựa nhiệt dẻo trong suốt vòng đời của sản phẩm, chúng phải được thiết kế để hoạt động ở mức biến dạng không ở vị trí thả lỏng bình thường. Lò xo không nên được thiết kế để lún xuống, tích trữ năng lượng cơ học một cách liên tục, bởi vì, ngay cả khi ở mức ứng suất thấp, tải trọng liên tục sẽ làm giảm đặc tính của lò xo trong một thời gian dài. Lò xo ép phun bằng nhựa nhiệt dẻo phải được thiết kế để làm việc cho tải trọng gián đoạn và không bị biến dạng trong thời gian nghỉ.

Một số loại lò xo mà được ép phun bằng nhựa nhiệt dẻo đã được sử dụng trong nhiều ứng dụng quan trọng. Các lò xo này bao gồm lò xo nén và kéo, lò xo khung nâng, lò xo lá, lò xo hình đĩa, vòng đệm.

4.2 Thiết kế lò xo phun ép nhựa nhiệt dẻo

Đặc trưng lò xo nhựa nhiệt dẻo ép phun phải đáp ứng các yêu cầu sau:

- Bù trừ cho tác động của nhiệt độ và môi trường hóa học lên cơ tính của lò xo nhựa nhiệt dẻo.
- Thiết kế lò xo nhựa nhiệt dẻo cho tải trọng gián đoạn mà không vượt quá giới hạn đàn hồi và độ bền mỏi dưới các điều kiện vận hành sau cùng cho tuổi thọ của sản phẩm.
- Nên tránh các góc nhọn, dùng các bán kính góc lượn lớn.
- Việc thiết kế lò xo dựa trên phương trình dầm công xôn với độ bền không đổi vận hành ở mức ứng suất thấp hơn so với các lò xo bằng vật liệu khác.

Không có nhiều vật liệu nhựa nhiệt dẻo ép phun đáp ứng được toàn bộ các yêu cầu trên của lò xo. Ví dụ: nhiều vật liệu gia cường mà có ứng suất bền xác định và một mô đun đàn hồi E lớn, đều có sự hồi phục đàn hồi thấp hơn bình thường dưới biến dạng đáng kể; do đó, không khuyến khích sử dụng các vật liệu này cho các ứng dụng lò xo.

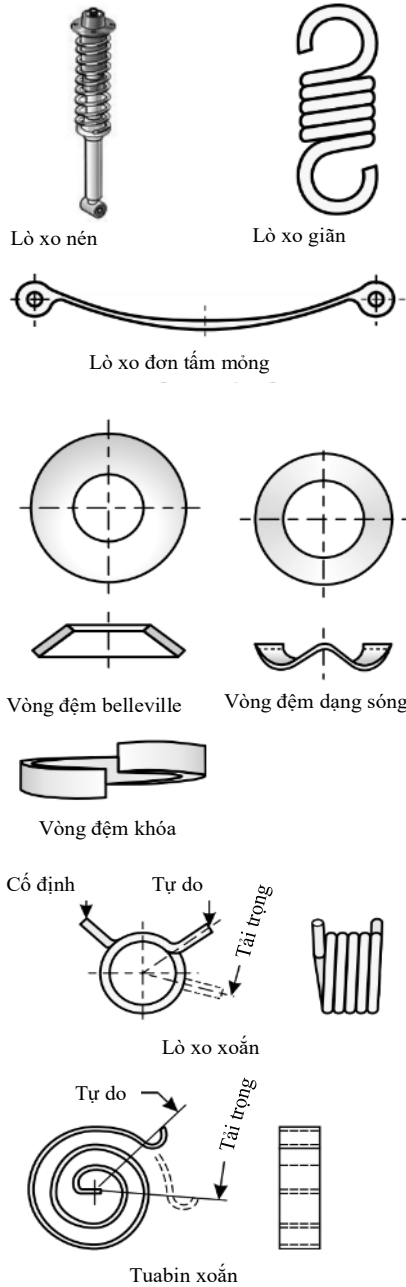
Việc lựa chọn nhựa nhiệt dẻo ép phun thích hợp nhất cho các ứng dụng lò xo đòi hỏi việc kiểm nghiệm rất cẩn thận các đặc tính, các điều kiện vận hành xung quanh (nhiệt độ, độ bền hóa học, v.v.), loại tải trọng tác dụng và yêu cầu bổ sung cho ứng dụng lò xo, chẳng hạn như rã, sức chịu mòn, dung sai kích thước, tính phức tạp trong tính toán, quy trình ép phun,...

Nhựa Acetal, PC và nylon 6/6 không gia cường có tổ hợp các đặc tính khiến chúng đặc biệt thích hợp cho việc sản xuất các hợp chất đàn hồi và dẻo với các đặc trưng lò xo.

4.3 Lò xo nén xoắn nhựa nhiệt dẻo

Việc sử dụng vật liệu nhựa nhiệt dẻo ép phun cho các lò xo nén xoắn bị hạn chế đến mức chỉ dành cho các ứng dụng rất đặc biệt. Ứng dụng cơ bản nhất và ít đòi hỏi nhất là lò xo PE trên nút đẩy các bình chứa dược phẩm. PE không được sử dụng trong các ứng dụng lò xo chính xác, do lực cấp bởi một lò PE là rất nhỏ và đòi hỏi độ uốn lớn. Lò xo xoắn là lý tưởng dùng trong quá trình quấn dây kim loại; tuy nhiên, dạng hình học này rất khó để ép phun. Hình 4.1 trình bày các loại lò xo bằng kim loại phổ biến sẵn có trên thị trường. Hình 4.2 trình bày một lò xo nén xoắn được ép phun

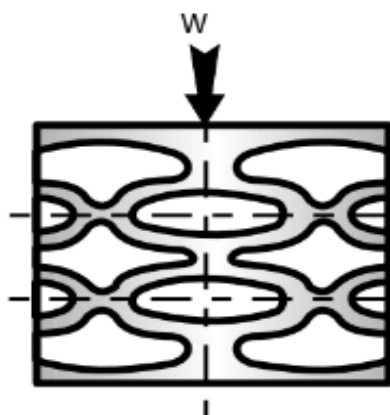
cho nút bấm của bút vẽ, một ý tưởng mà trong đó dầm cong được biến đổi thành một lò xo gập (biến dạng nhỏ) với hằng số đàn hồi lớn và một hệ thống sử dụng lò xo đĩa Belleville mà có đặc trưng làm việc như đặc trưng làm việc của lò xo nén xoắn.



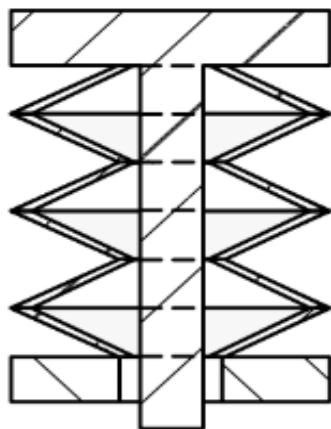
Hình 4.1: Các loại lò xo kim loại phổ biến có sẵn trên thị trường.



Lò xo truyền động dạng bút



Lò xo mặt lưới



Lò xo hình dạng đĩa chòong

Hình 4.2: Hình dạng minh họa lò xo nhựa nhiệt dẻo ép phun nén

Lò xo nhựa nhiệt dẻo có hằng số đàn hồi rất thấp so với lò xo xoắn kim loại có cùng kích thước. Bốn giá trị hằng số đàn hồi trên mặt cắt tròn của lò xo xoắn kim loại chỉ được sử dụng cho lò xo kim loại và không dành cho lò xo nén bằng vật liệu nhiệt dẻo. Điều này là do sự khác biệt đáng kể giá trị G (mô đun trượt) giữa vật liệu kim loại và vật liệu nhựa nhiệt dẻo.

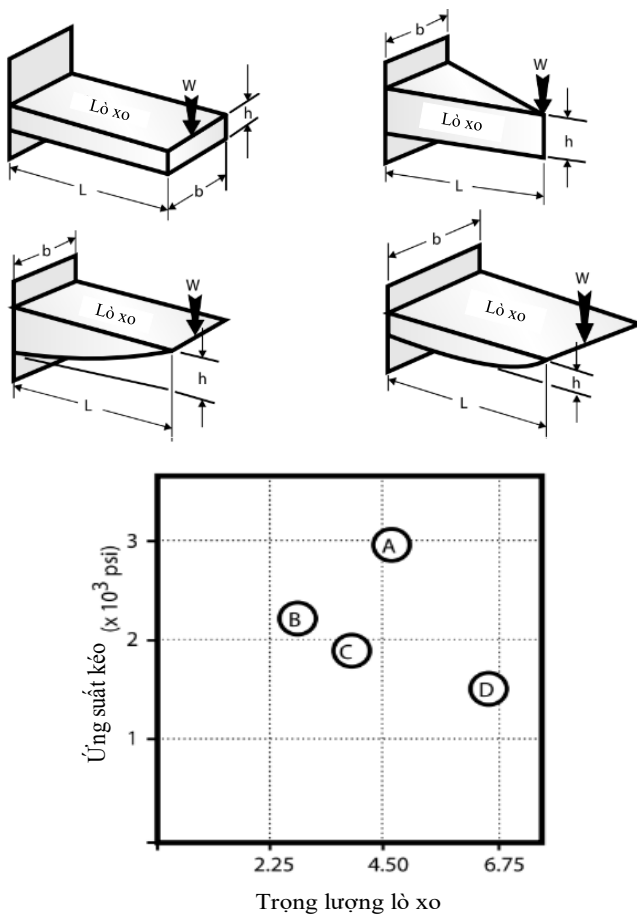
Ví dụ, tỷ số giữa mô đun trượt G của thép và nhựa Acetal là:

$$\frac{G(\text{Thép})}{G(\text{Nhựa Acetal đồng nhất})} = \frac{8500}{135} = 63$$

Có thể tính toán lực nén của lò xo xoắn bằng cách sử dụng các phương trình kỹ thuật dành cho lò xo kim loại. Tuy nhiên, việc thiết kế và chế tạo khuôn khá khó, phức tạp và tốn kém. Việc vận hành và bảo trì khuôn trong sản xuất tạo ra quá nhiều vấn đề trong chế tạo.

4.4 Lò xo thanh dầm nhựa nhiệt dẻo ép phun

Lò xo thanh dầm nhiệt dẻo ép phun là loại lò xo phổ biến nhất được chế tạo và sử dụng trong nhiều ứng dụng, có lợi thế đáng kể so với việc sử dụng kim loại, thậm chí là nhiều hơn thế nữa nếu các thiết kế đa chức năng được chấp nhận.



Hình 4.3: Lò xo dầm, so sánh ứng suất kéo với trọng lượng

Hình 4.3 trình bày bốn loại thiết kế lò xo thanh dầm và một đồ thị so sánh ứng suất với trọng lượng sử dụng phương trình dầm công xôn cố định. Đồ thị là sự so sánh giữa các dạng hình học lò xo thanh dầm khác nhau mà có hệ số đàn hồi tương đương nhau. Lò xo thanh dầm (A) có mặt cắt hình chữ nhật không đổi và một hệ số đàn hồi được tính từ phương trình uốn phẳng ngang cho một dầm công xôn ($W / \delta = E I / L^3$), trong đó W là tải trọng tác dụng và δ là độ võng tại đầu tự do của dầm. Các lò xo công xôn khác được thiết kế cung cấp cùng một hệ số đàn hồi, sử dụng phương trình cho dầm có độ bền không đổi. Điều này dẫn đến kết quả là mức ứng suất thấp hơn và đôi khi giảm trọng lượng lò xo. Ví dụ, lò xo thanh dầm (B) ứng suất bằng 75% ứng suất của lò xo thanh dầm (A) và trọng lượng giảm đi 25%. Việc giảm trọng lượng này có thể rất quan trọng vì là một yếu tố tiết kiệm chi phí khi đi dự tính chu trình sản xuất ép phun số lượng lớn.

Nếu các hoạt động dập kim loại hoặc tạo hình được xem xét để chế tạo, chi phí sản xuất kim loại tấm sẽ đắt hơn so với quy trình ép phun nhựa nhiệt dẻo.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (4.1)$$

$$\sigma = \frac{W.L}{Z} \quad (4.2)$$

$$I = \frac{b.h^3}{12} \quad (4.3)$$

$$Z = \frac{b.h^2}{6} \quad (4.4)$$

$$W = \frac{Z.E.\varepsilon}{L} \quad (4.5)$$

Trong đó:

δ = Độ võng (in)

σ = Ứng suất (psi)

Z = Mô đun mặt cắt (in^3)

E = Ứng suất của thanh ở góc (in / in)

E = Mô đun đàn hồi (psi)

W = Lực của độ lệch (lb)

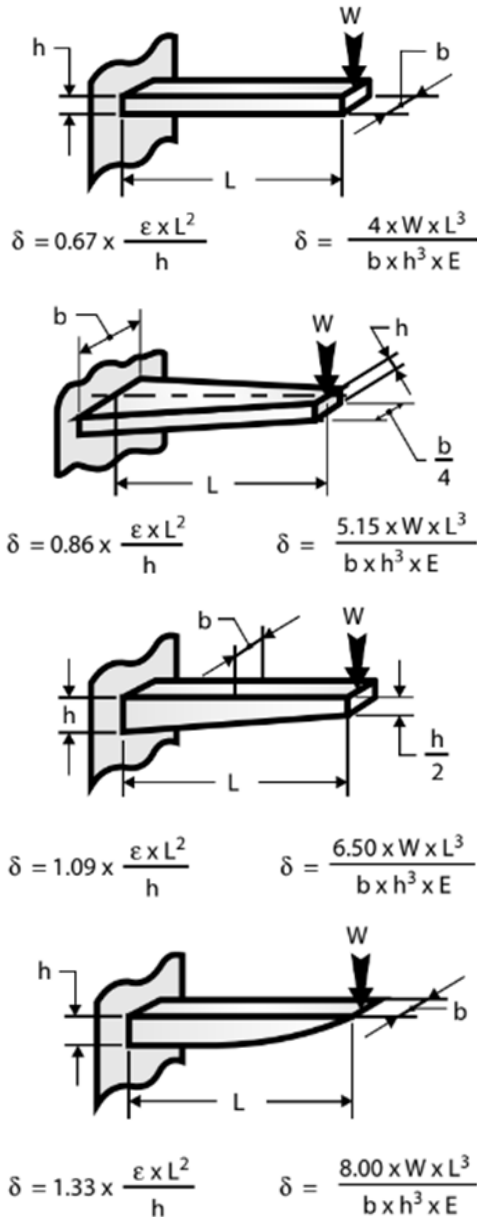
L = Chiều dài của thanh (in)

b = Chiều rộng của thanh (in)

h = Độ dày thanh ở góc (in)

I = Mô men quán tính (in^4)

Hình 4.4 cho thấy bốn hình học lò xo thanh dầm phun ép với phương trình uốn phẳng ngang của chúng được sử dụng trong phân tích vật liệu nhiệt dẻo và kim loại.



Hình 4.4: Hình học lò xo dầm và phương trình độ võng

4.5 Phân tích thiết kế lò xo thanh dầm

Có nhiều phương pháp được sử dụng để phân tích lò xo thanh dầm. Phương pháp mới nhất hiện nay là phân tích trên máy tính thông qua việc sử dụng một trong vài chương trình sẵn có. Một trong số đó là các chương trình phần mềm sử dụng các phương trình dầm công xôn kinh điển. Một loại khác dùng các mô hình đồ họa của dầm công xôn. Một loại phần mềm phức tạp hơn sử dụng một chương trình vẽ để tạo một mô hình theo tỷ lệ của các sản phẩm đã hoàn thiện, sau đó một chương trình phần mềm phân tích ứng suất thứ hai sẽ tính toán ứng suất và biến dạng của mô hình thông qua việc sử dụng các điều kiện làm việc sau cùng được yêu cầu cho sản phẩm. Ngoài ra, chương trình phần mềm này cũng phân tích các đặc trưng động của vật liệu nhiệt dẻo, chẳng hạn như đường cong quan hệ ứng suất biến dạng ở các nhiệt độ khác nhau, độ hấp thụ âm và biến dạng từ biến.

Tiếp theo, 3 phương pháp phân tích lò xo sẽ được khảo sát. Tài liệu tham khảo sẽ được thực hiện cho các lò xo đàn hồi, xem xét tầm quan trọng trong thực tế của chúng đối với vật liệu nhiệt dẻo. Chỉ những lò xo chịu tải tức thời và làm việc trong điều kiện môi trường bình thường mới được xem xét.

4.5.1 Phương pháp phân tích dầm công xôn dùng mô đun đàn hồi E

Phương pháp này chỉ là phương pháp gần đúng đối với các biến dạng nhỏ, vì nó bỏ qua một số đặc tính nhất định của nhựa nhiệt dẻo ép phun. Các phương trình tương tự như cho kim loại được dùng để tính toán mô đun đàn hồi E.

Do trạng thái nhớt đàn của nhựa nhiệt dẻo, mô đun đàn hồi E sẽ giảm khi biến dạng tăng thành ra xuất hiện sai số trong tính toán mà sẽ trở nên lớn hơn nếu biến dạng tiếp tục tăng. Phương pháp phân tích sẽ tính đến sai số này bằng cách thiết đặt một giới hạn lớn nhất (hệ số an toàn) hoặc “giới hạn biến dạng”, mà đã được thiết lập bằng thực nghiệm ở mức 25%. Ví dụ, đối với lò xo thanh dầm nhựa Acetal giới hạn biến dạng là 1,25% và ứng suất là 6.750 psi ở 73°F.

“Giới hạn biến dạng” có một giá trị điển hình cho từng vật liệu và không phụ thuộc vào nhiệt độ. Thực nghiệm đã chứng minh rằng, trong “giới hạn đàn hồi”, mọi vật liệu nhiệt dẻo đều có khả năng hồi phục đàn hồi toàn bộ.

- Để tính toán độ võng của một lò xo thanh dầm làm từ một vật liệu nhiệt dẻo sử dụng phương pháp tính toán này.
- Xác định độ võng dựa theo các phương trình đàn hồi áp dụng được cho kim loại, sử dụng mô đun đàn hồi E.
- Tính phần trăm biến dạng tương ứng. Nếu kết quả thấp hơn giới hạn biến dạng của vật liệu nhiệt dẻo được đề cập, thì việc tính toán phải nằm trong 25% sai số cho phép. Nếu không, một phương pháp tính toán chính xác hơn phải được sử dụng.

4.5.2 Phương pháp phân tích dầm công xôn dùng đường cong quan hệ ứng suất biến dạng

Phương pháp tính này cũng sử dụng các phương trình cổ điển được khai triển cho kim loại, nhưng tính đến mô đun đàn hồi cát tuyến hơn là mô đun đàn hồi E. Cách này sẽ xem xét dạng điển hình của đường cong ứng suất biến dạng, là nguyên nhân chính khiến phương pháp tính toán này không đáng tin cậy, đặc biệt đối với ứng suất tương đối cao.

4.5.3 Phương pháp phân tích lò xo thanh dầm dùng số liệu thực nghiệm

Phương pháp này dựa trên các số liệu kiểm tra thực nghiệm, đạt được bằng cách kéo căng các mẫu thử bằng nhựa Acetal và đo độ võng tại phần đầu tự do của dầm công xôn mà sử dụng nhiều tải trọng khác nhau.

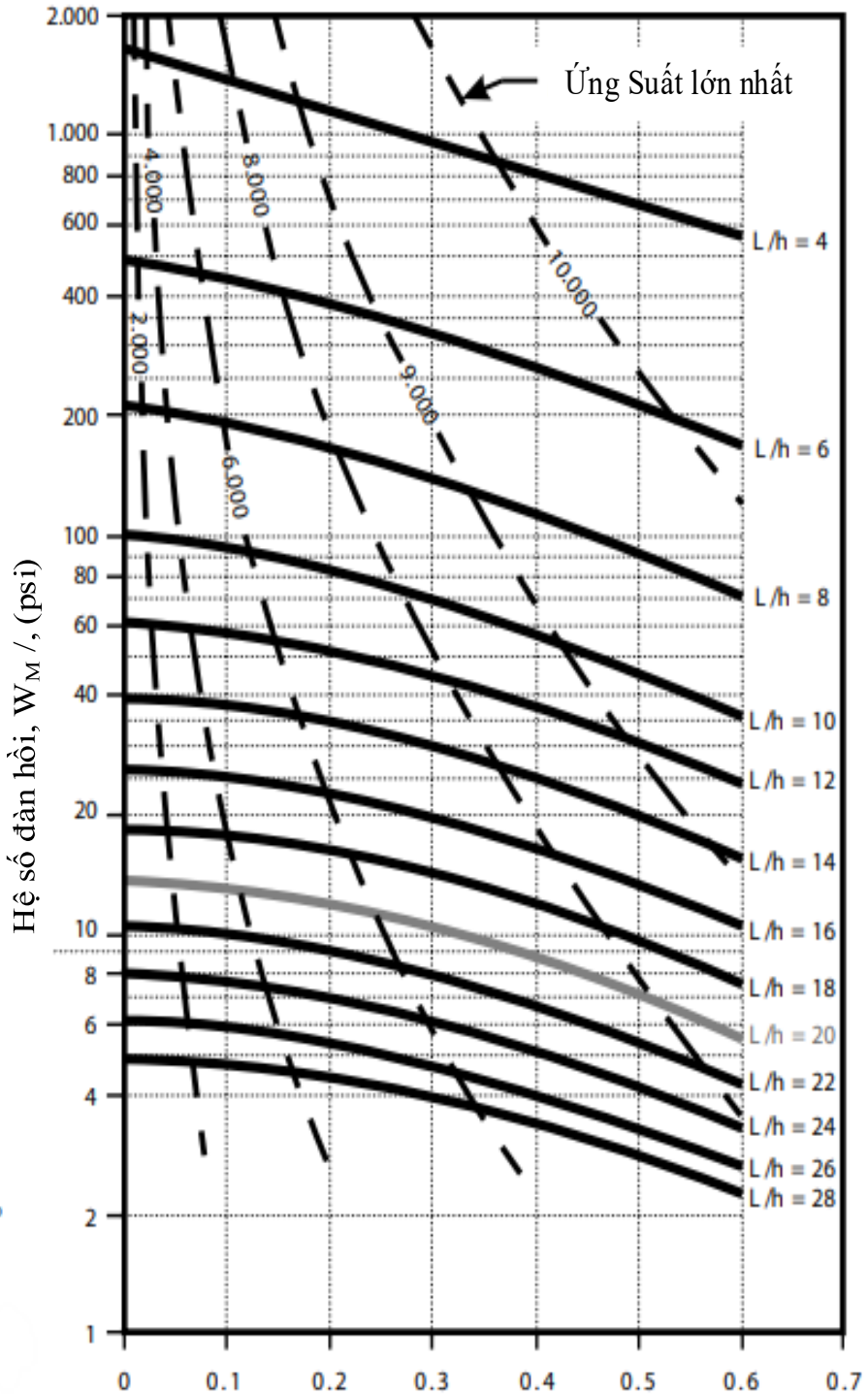
Với phương pháp tính toán này, độ bất định gây ra bởi sự phân bố ứng suất trong diện tích mặt cắt ngang được loại bỏ, điều này rất quan trọng trong các điều kiện ứng suất cao.

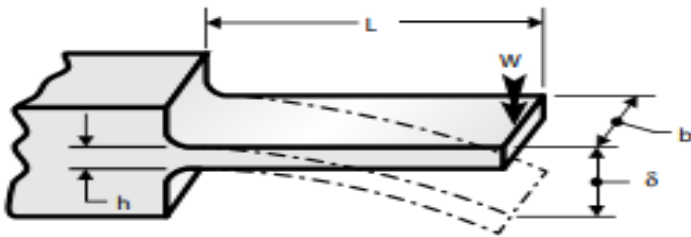
Số liệu thực nghiệm lò xo thanh dầm nhựa Acetal

Kết quả thực nghiệm hệ số đàn hồi cho lò xo thanh dầm nhựa Acetal được vẽ trong Hình 4.5.

$$\frac{\text{Deflection } (\delta)}{\text{Length } (L)}$$

ở 73° F, chịu tải gián đoạn





Hình 4.5: Số liệu thực nghiệm về lò xo phun ép nhựa Acetal

❖ **Ví dụ 4.1: Phương pháp phân tích dùng mô đun đàn hồi E**

Cho một lò xo công xôn ép phun bằng nhựa Acetal chịu tải 2,0 lb, khi bị lệch 0,600 in. Chiều dài của lò xo phun ép là 1,50 in, chiều rộng là 0,375 in và độ dày thành là 0,0714 in.

Ví dụ này được sử dụng để cho thấy sự khác biệt trong cách tính toán giữa ba phương pháp phân tích dành cho lò xo nhựa Acetal.

Mô đun ban đầu của độ đàn hồi cho nhựa Acetal là:

$$E = 410 \text{ psi}$$

- Tính mô men quán tính (I):

$$I = (b h^3) / 12 = (0,375 \times 0,0714^3) / 12 = 0,0000113 \text{ in}^4$$

- Tính toán tải lò xo (W):

$$W = (3 \times \delta \times E \times I) / L^3$$

$$W = (3 \times 0,60 \times 410 \times 0,0000113) / 1,50^3 = 2,487 \text{ lb}$$

- Tính toán mô men chống uốn mặt cắt ngang (Z):

$$Z = (b h^3) / 6 = (0,375 \times 0,0714^2) / 6 = 0,000318 \text{ in}^3$$

- Tính ứng suất lớn nhất (σ):

$$\sigma = (W \times L) / Z = (2,487 \times 1,50) / 0,000318 = 11,731 \text{ psi}$$

- Tính toán sự biến dạng của lò xo (ϵ):

$$\epsilon = \sigma / E = 11,731 / 410 = 0,0286 = 2,86\%$$

Giá trị 2,86% vượt quá giới hạn biến dạng 1,25% cho phép đối với nhựa Acetal.

❖ **Ví dụ 4.2: Phương pháp phân tích dùng đường cong ứng suất biến dạng**

Tính toán tải trọng cho lò xo thanh dầm bằng phương pháp phân tích

dùng đường cong ứng suất biến dạng và lấy số liệu từ Ví dụ 4.1.

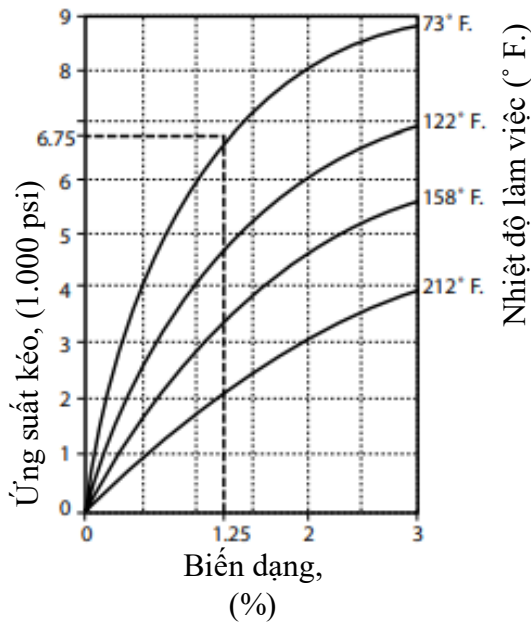
Từ đường cong quan hệ ứng suất biến dạng dành cho nhựa Acetal mà mô tả trong Hình 4.6, chúng ta thấy rằng với biến dạng 1,25% và ứng suất kéo là 6,750 psi nằm dưới giới hạn chảy của vật liệu là (10psi).

Áp dụng phương trình đầm công xôn 4.2, ứng suất như trong Hình 4.6, chiều dài L và mô men chống uốn mặt cắt ngang Z lấy từ Ví dụ 4.1

$$W = (\sigma \times Z) / L$$

$$W = (6,750 \times 0,000318) / 1,50 = 1,431 \text{ lb}$$

Lực tác dụng của lò xo là 1,431 lb khá hơn 2,487 lb.



Hình 4.6: Đường cong ứng suất-biến dạng cho nhựa Acetal

❖ **Ví dụ 4.3: Phương pháp phân tích dùng số liệu thực nghiệm**

Cho lò xo thanh dầm bằng nhựa Acetal chịu tải 2,0 lb khi bị lệch 0,600 in. Chiều dài của lò xo thanh dầm là 1,50 in và chiều rộng là 0,375 in. Tính toán độ dày lò xo thanh dầm bằng phương pháp phân tích số liệu thực nghiệm.

$$L = 1,50 \text{ in}$$

$$W = 2 \text{ lb}$$

$$b = 0,375 \text{ in}$$

$$\delta = 0,600 \text{ in}$$

- Tính toán tải điều chỉnh (W_M):

$$w_M = \frac{w}{b} = \frac{2}{0,375} = 5,33 (\text{lb} / \text{Inch})$$

- Tính hệ số đàn hồi (W_M / δ):

$$\frac{w_M}{\delta} = \frac{5,33}{0,600} = 8,88 (\text{psi})$$

- Tính tỷ lệ độ lệch / chiều dài (δ / L):

$$\frac{\delta}{L} = \frac{0,600}{1,50} = 0,40$$

Tìm giao điểm của các giá trị cho $W_M / \delta = 8,88$ (psi) và $\delta / L = 0,40$ từ đồ thị hệ số đàn hồi (Hình 4.5); những số liệu này cung cấp giá trị cho L / h .

$$\frac{L}{h} = 20$$

- Tính độ dày lò xo thanh dầm (h):

$$h = \frac{L}{20} = \frac{1,50}{20} = 0,075 \text{ Inch}$$

Đọc giá trị ứng suất lớn nhất từ đồ thị số liệu thực nghiệm từ $\delta / L = 0,40$ và $L / h = 20$ (Hình 4.5):

$$\sigma_{\text{Max}} = 7,250 \text{ psi}$$

So sánh ba phương pháp phân tích được sử dụng trong các ví dụ từ 4.1 đến 4.3, ta thấy phương pháp phân tích dùng mô đun đàn hồi E có sai số quá cao (khoảng 62%) so với phương pháp phân tích dùng số liệu thực nghiệm trong ước tính tải trọng gây ra bởi lò xo.

Sai số của phương pháp phân tích đường cong ứng suất biến dạng là 7%, quá thấp khi so với phương pháp phân tích dùng số liệu thực nghiệm. Phương pháp phân tích dùng mô đun đàn hồi E là xác đáng hơn, dẫn cho không chính xác, phần lớn là do số liệu cho mô đun cắt tuyến lấy được từ đường cong quan hệ ứng suất biến dạng, nhưng ngược lại trạng thái của nhựa Acetal dưới ứng suất uốn là tốt hơn.

Lưu ý rằng trong miền giá trị nhất định của độ võng, ba phương pháp cho kết quả khác nhau, bởi vì những khác biệt có thể trong tốc độ gia tải và

độ kết tinh trong nhựa. Cũng cần lưu ý rằng, trong giới hạn thiết kế thông thường, sai số tính toán thậm chí có thể thấp hơn sai số trạng thái do các hệ số ép phun và hệ số tốc độ vận hành.

Kiểm nghiệm đúng là rất quan trọng, đặc biệt là khi tiến hành làm trên mẫu thử lò xo ép phun trong cùng các điều kiện sản xuất và thử nghiệm dưới các điều kiện sử dụng thực tế.

Quyết định tải trọng thực được gây ra bởi lò xo thanh dầm là rất quan trọng, ngoài ra cần phải tiến hành kiểm nghiệm để đánh giá thời hạn sử dụng của lò xo dưới các điều kiện làm việc thực tế (luôn lưu ý các biến dạng thấp hơn giới hạn mà đối với acetal homopolymer là 1,25% và đối với nylon 6/6 không gia cường tại 50% RH là 0,8%).

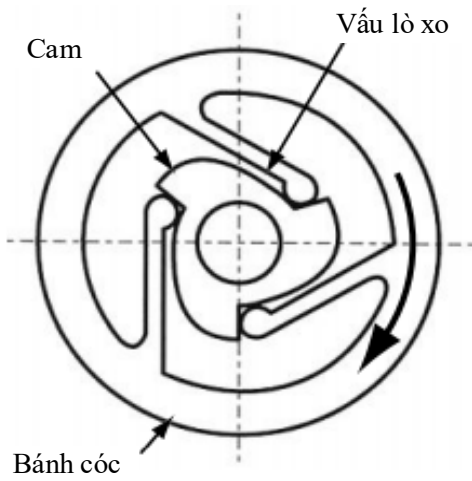
4.6 Ứng dụng lò xo nhựa nhiệt dẻo

Với sự ra đời của vật liệu nhiệt dẻo kỹ thuật, nhiều ứng dụng lò xo thanh dầm đã được thương mại hóa. Vật liệu nhiệt dẻo khác với vật liệu kim loại, do đó khi thiết kế lò xo thanh dầm đối với vật liệu nhiệt dẻo ép phun phải tận dụng lợi thế từ các đặc trưng của nhựa, chẳng hạn như tính đàn hồi của các thành phần có chức năng như một lò xo và khả năng thiết kế đa chức năng từ một thành phần phức tạp (bánh răng, cam,...). Việc này giúp tiết kiệm chi phí về số bộ phận, ít các nguyên công lắp ghép, ít hàng tồn kho hơn.

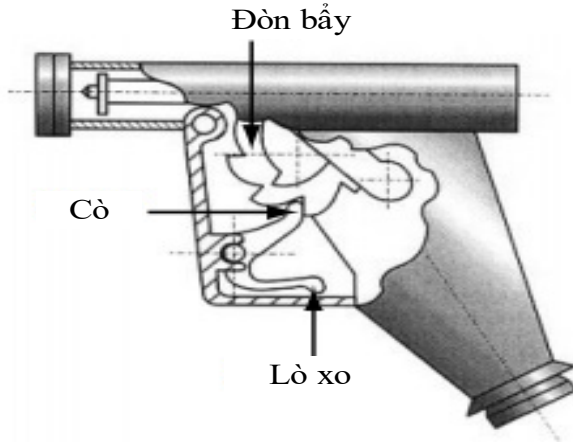
Ngoài ra, sẽ có lợi thế nếu tận dụng được các đặc tính nhất định của vật liệu nhiệt dẻo, chẳng hạn như tính chịu được sự ăn mòn, hóa chất và hao mòn, hệ số ma sát thấp, trọng lượng riêng thấp, tiếng động nhỏ, tự bôi trơn, cách điện, thiết kế đa chức năng, chi phí gia công thấp,...

Ứng dụng bánh cóc lò xo nhiệt dẻo

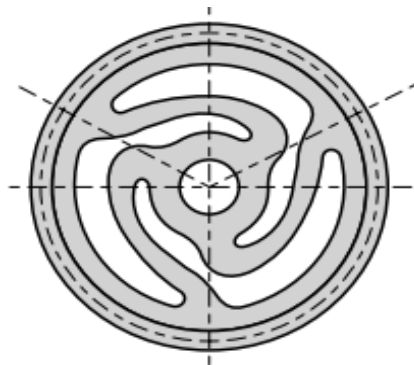
Các hình minh họa sau trình bày các ứng dụng lò xo bánh cóc và uốn lặp nhựa nhiệt dẻo ép phun khác nhau. Hình 4.7 trình bày bộ phận cấu thành bộ dẫn động của một máy tính tiền. Mâm ngoài chống tựa ba chốt đàn hồi mà hoạt động như lò xo cho phép cam chính giữa quay theo chiều kim đồng hồ, nhưng không quay theo chiều ngược chiều kim đồng hồ. Hình 4.8 trình bày một súng phun vườn; trong cò súng, một lò xo nhiệt dẻo được bố trí để thiết lập chuyển động quay của toàn bộ bánh cóc với cam. Cò súng dịch chuyển một cần dẫn động một pit tông phía trên để điều chỉnh được lượng nước phun ra ngoài. Hình 4.9 trình bày một bánh đà với các nan hoa đàn hồi được ép phun trong một khuôn duy nhất. Hình 4.10 trình bày ba lò xo bánh cóc và bánh đà điểm chuẩn cho một thiết bị dẫn động.



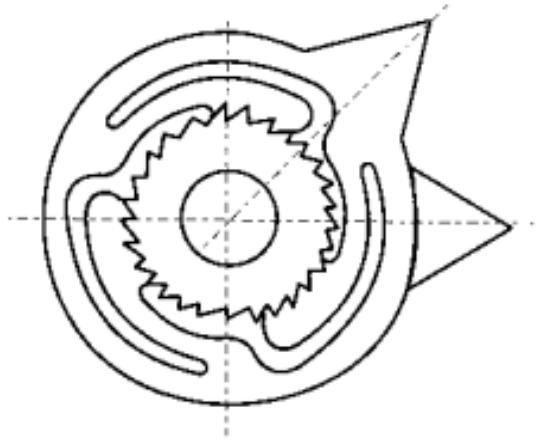
Hình 4.7: Ba bánh cóc cho một máy tính tiền



Hình 4.8: Máy phun tưới vườn với điều chỉnh nước lò xo bánh cóc

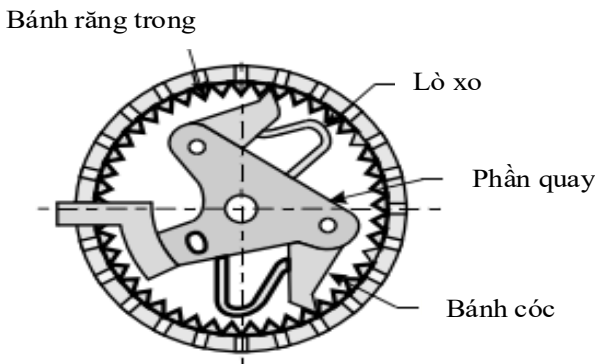


Hình 4.9: Bánh răng với nan hoa lò xo đàn hồi

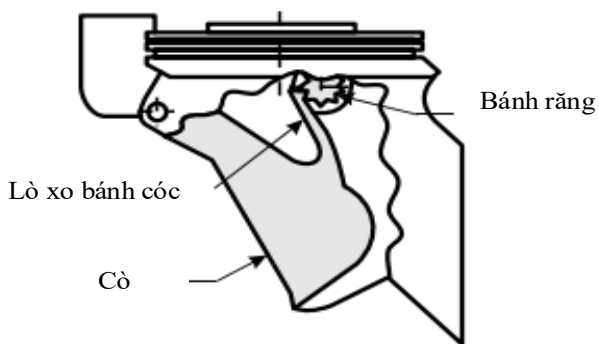


Hình 4.10: Ba bánh cóc lò xo trên con trở bánh răng

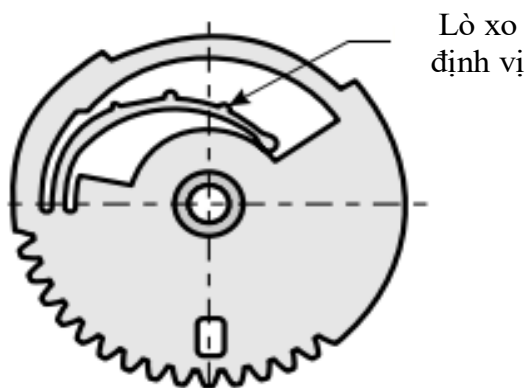
Hình 4.11 mô tả một cơ cấu lắp ráp đồng hồ điện với một bánh răng khớp trong bằng nhựa Acetal; hai bánh cóc nhỏ làm bằng kim loại được truyền động bằng hai lò xo làm bằng homopolymer acetal. Các lò xo được ép phun gắn liền với rôto trung tâm. Các lò xo chỉ dày 0,020 in cho chiều dài làm việc khoảng 0,625 in. Hình 4.12 trình bày một thiết bị dán nhãn băng cầm tay. Một bộ bánh cóc lò xo được sử dụng để cấp băng dải; lò xo vận hành bánh cóc được ép phun như một phần không thể thiếu của bộ kích hoạt. Hình 4.13 mô tả một máy bỏ sung định vị bánh răng in lò xo. Hình 4.14 mô tả một bánh răng và một bánh cóc lò xo với một chi tiết có tác dụng tạo lực đối kháng để loại bỏ phần lực của bánh răng. Bánh cóc lò xo được tải trước trên bánh răng. Các độ lệch nhỏ và lặp đi lặp lại của bánh cóc lò xo trong quá trình quay bánh răng gây ra ảnh hưởng không đáng kể đến độ bền của vật liệu.



Hình 4.11: Lắp hai lò xo vào bánh cóc bánh răng trong hệ thống

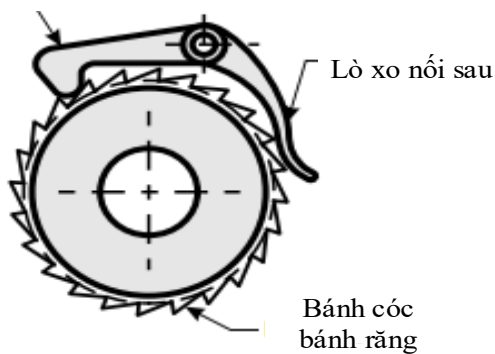


Hình 4.12: Bánh răng lò xo trung chuyển bằng



Hình 4.13: Thêm máy định vị lò xo in ra

Lò xo bánh cóc

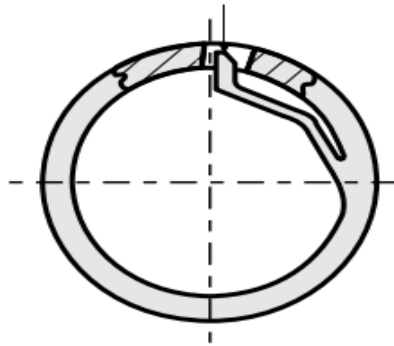


Hình 4.14: Cơ chế lò xo bánh răng phản ứng ngược

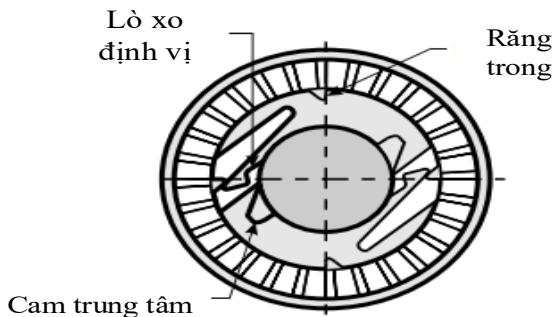
Lò xo định vị nhiệt dẻo, ứng dụng hấp thụ sốc

Hình 4.15 trình bày một vòng in nhựa nhiệt dẻo được ép phun tích hợp với một lò xo định vị. Vòng in quay sẽ dừng lại ở vị trí điểm đánh dấu khi chốt lò xo định vị đi vào hoặc lò xo quay trở lại bên trong một khe được đánh dấu được đánh dấu trống của vòng in. Hình 4.16 chỉ ra cơ chế cho nắp khóa của ống đổ đầy bình xăng ô tô. Khi nắp ở vị trí khóa, nắp xoay không hoạt động, vì các lò xo định vị và đĩa lệch tâm ghi đè tránh quá áp nắp. Hình 4.17 cho thấy một tay nắm cửa máy chiếu phim định vị lò xo điều khiển vòng quay của tay cầm. Hình 4.18 cho thấy một cơ chế khóa với lò xo giảm xóc, hoạt động theo cả hai chiều ngang.

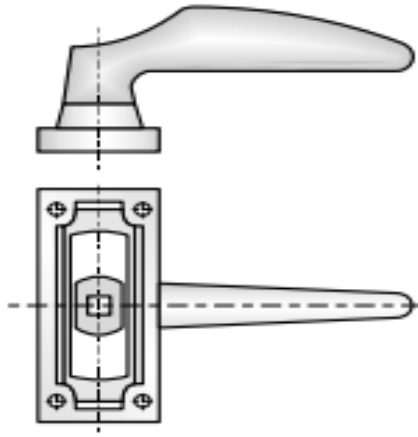
Định vị vấu lò xo



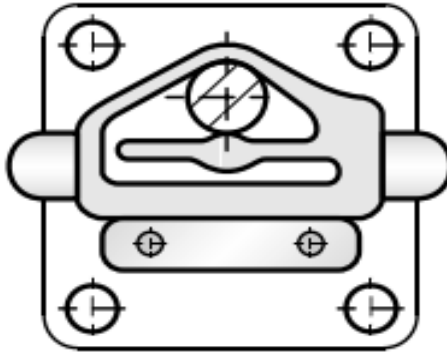
Hình 4.15: Vòng đệm định vị lò xo



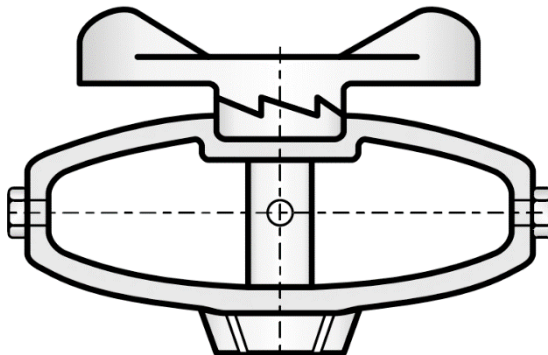
Hình 4.16: Định vị lò xo, nắp bình xăng ô tô



Hình 4.17: Cổng của máy chiếu phim được lắp bằng lò xo tự định vị

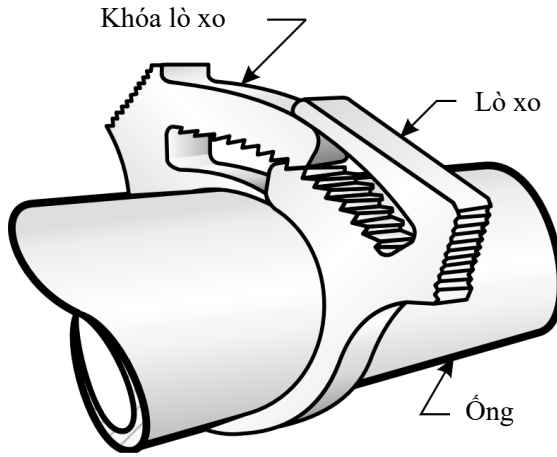


Hình 4.18: Cơ chế khóa với lò xo giảm xóc



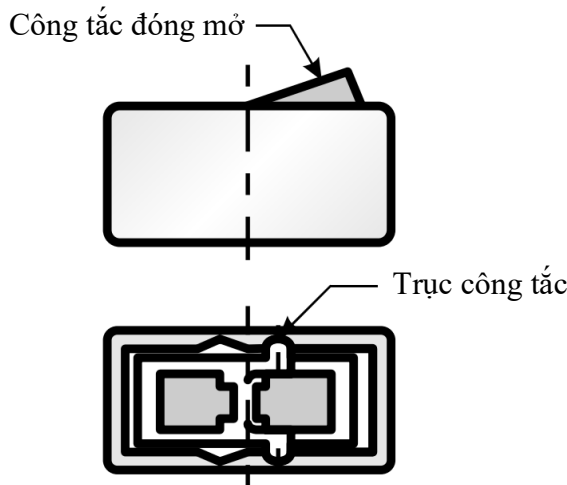
Hình 4.19: Hệ thống căng cáp với cơ chế lò xo

Hình 4.20 cho thấy một cơ chế điều chỉnh kẹp ống để có thể gắn được ống với các kích thước khác nhau. Loại kẹp ống này làm cho việc lắp đặt cũng như kẹp được đơn giản, chắc chắn, nhanh chóng và an toàn.



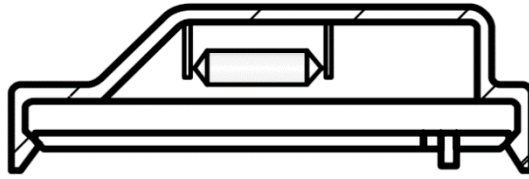
Hình 4.20: Hệ thống kẹp ống với lò xo khóa bánh cóc

Hình 4.21 trình bày phân thân của một công tắc điện, trong đó trục công tắc bật tắt được định vị bởi lò xo. Khi công tắc được đẩy xuống một trong hai bên, một lực trực tiếp tác động vào trạng thái của bên công tắc được tác động.



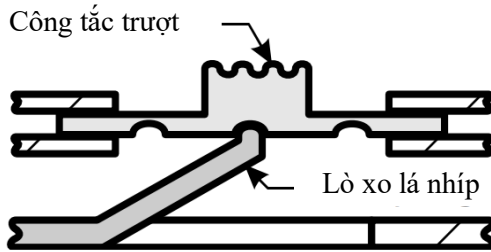
Hình 4.21: Công tắc điện được định vị bởi lò xo

Hình 4.22 thể hiện lò xo đóng tách (Snap Spring) được ứng dụng trong ống kính chắn ánh sáng ở mũi xe ô tô.



Hình 4.22: Mái che ô tô với lò xo đóng tách

Hình 4.23 thể hiện một cơ cấu công tắc trượt điện với lò xo lá nhíp (Leaf Spring).

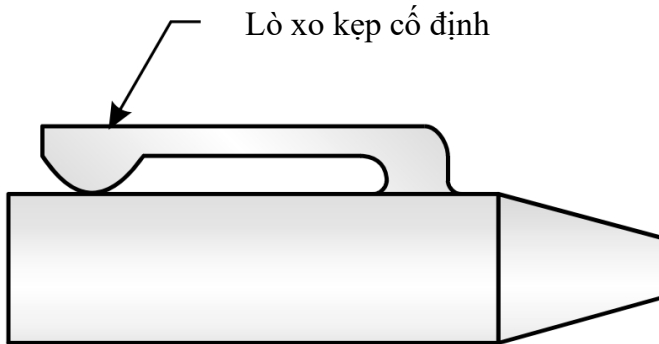


Hình 4.23: Công tắc trượt điện với cơ chế lò xo

Ứng dụng của lò xo kẹp cố định (Fixing Clip Spring) được làm bằng nhựa nhiệt dẻo

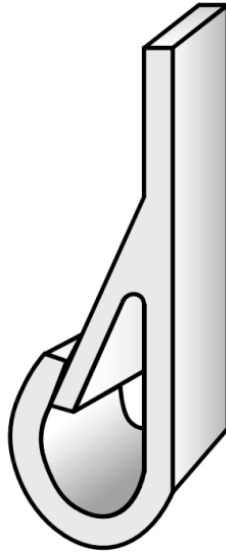
Các hình minh họa sau đây cho thấy các ứng dụng của lò xo kẹp cố định làm bằng nhựa nhiệt dẻo. Các lò xo này thường được ứng dụng để chịu một loại tải vĩnh viễn. Chúng được thiết kế để chịu được ứng suất kéo tối thiểu của lò xo kẹp cố định, trong đó có tính đến việc làm giảm khả năng chống chịu tối đa trong một thời gian dài cũng như điều kiện nhiệt độ hoạt động.

Hình 4.24 cho thấy một ví dụ đơn giản về lò xo kẹp cố định ở đầu nắp bút.



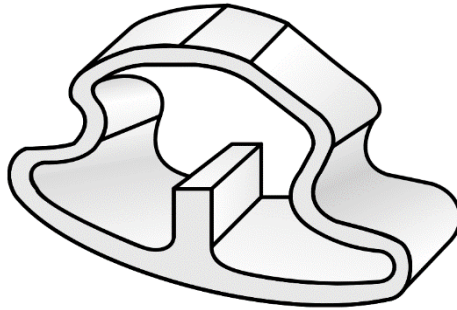
Hình 4.24: Nắp bút thông thường với lò xo kẹp cố định

Hình 4.25 cho thấy một cái kẹp cố định bằng lò xo, trong đó lò xo kẹp cố định đang ở vị trí đóng.



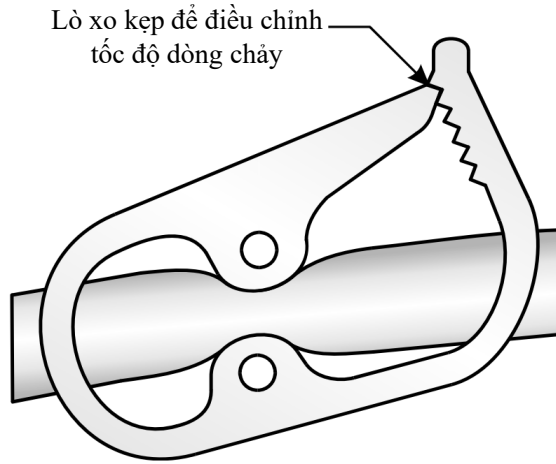
Hình 4.25: Kẹp cố định được làm bằng lò xo

Hình 4.26 cho thấy một lò xo nén định vị máy chiếu phim được dùng để nhận biết khi máy chiếu phim được bỏ vào.



Hình 4.26: Lò xo nén định vị máy chiếu phim

Hình 4.27 cho thấy một bộ điều chỉnh lưu lượng của ống y tế với mục đích để kiểm soát tốc độ dòng chảy của thuốc.

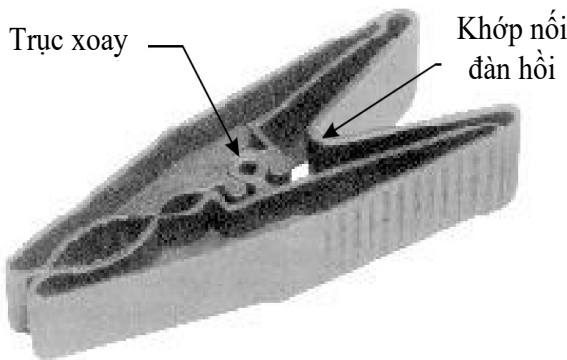


Hình 4.27: Điều chỉnh lưu lượng ống y tế

Ứng dụng trong các khớp nối (bản lề) cần độ đàn hồi được làm bằng nhựa nhiệt dẻo

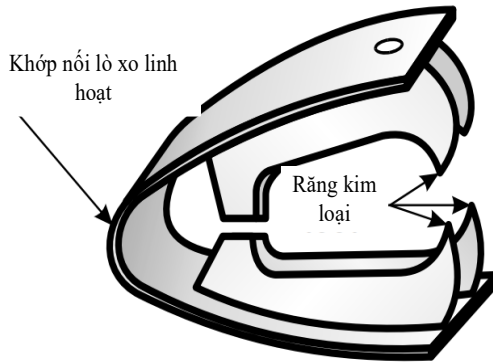
Kết hợp tính đàn hồi của một số loại nhựa nhiệt dẻo trong ép phun cùng với khả năng chịu uốn lặp đi lặp lại cao có thể chế tạo các thiết bị với khả năng linh hoạt như trong hình minh họa sau đây. Chức năng của khớp nối đàn hồi này là để duy trì khoảng hở và không bị căng (Strain-Free) khi không hoạt động, nhưng khi hoạt động loại khớp nối này cung cấp một lực vi sai của lò xo để kẹp chặt hoặc để đưa chi tiết trở về vị trí ban đầu.

Hình 4.28 trình bày một loại kẹp quần áo được làm bằng nhựa nhiệt dẻo ép phun tích hợp khớp nối đàn hồi.



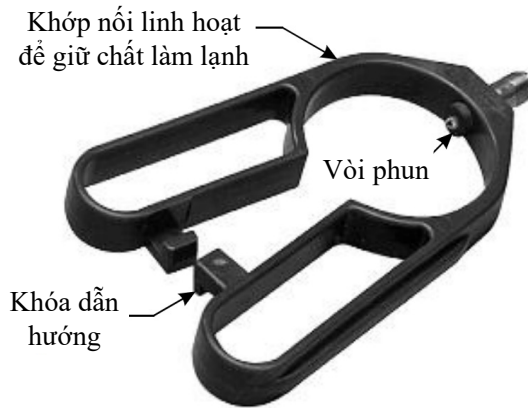
Hình 4.28: Khớp nối đàn hồi trong kẹp quần áo

Hình 4.29 trình bày một móc cài kết hợp với một cơ cấu đàn hồi (bản lề)



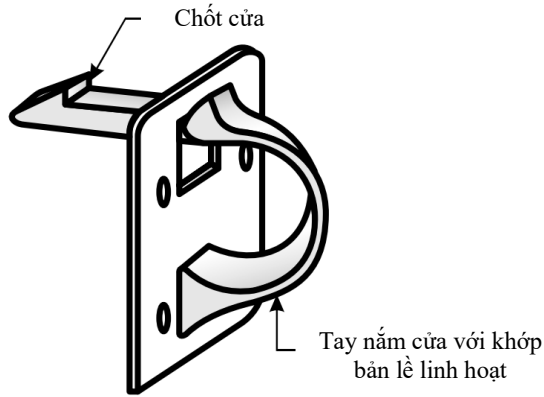
Hình 4.29: Ghim đóng gói ứng dụng khớp nối lò xo đàn hồi

Hình 4.30 trình bày một cơ cấu đàn hồi kết hợp với vòi phun bằng nhựa nhiệt dẻo để sạc lại chất làm lạnh cho điều hòa không khí trong ô tô.



Hình 4.30: Công cụ dùng để sạc chất làm lạnh của ô tô

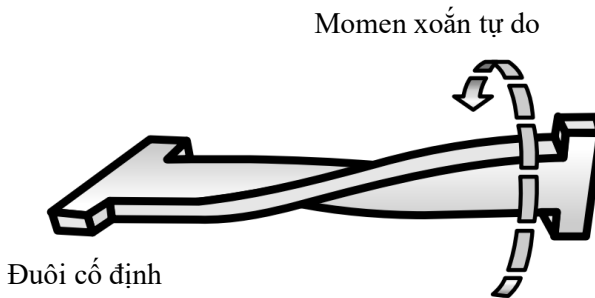
Hình 4.31 trình bày một thiết bị chốt cửa bằng cơ cấu đàn hồi sử dụng để giữ cho cửa đóng.



Hình 4.31: Khớp nối đàn hồi được sử dụng để giữ cho cửa đóng

Lò xo xoắn nhiệt dẻo

Lò xo xoắn nhiệt dẻo ép phun không được sử dụng phổ biến trong các mục đích thương mại. Lò xo xoắn nhiệt dẻo có thể được ứng dụng trong thiết kế các chi tiết đòi hỏi khả năng chịu tải không liên tục. Bằng phương pháp đơn giản là cố định thanh phẳng nhiệt dẻo (Hình 4.32) ở một đầu và áp mô-men xoắn ở đầu kia, một ứng dụng lò xo được tạo ra bởi hiệu ứng xoắn và thanh phẳng có xu hướng trở về hình dạng ban đầu.



Hình 4.32: Ứng dụng lò xo xoắn trên thanh phẳng

Một lò xo xoắn nhiệt dẻo chịu tác động của mômen uốn, tạo ra ứng suất pháp tuyến và phản lại đúng với với các điều kiện tải khác nhau. Độ dày của thanh phẳng, thiết kế và vật liệu nhiệt dẻo được sử dụng với các đặc tính cơ học lý tưởng là rất quan trọng. Các đặc tính cần thiết cho một số ứng dụng lò xo xoắn là khả năng chống mỏi tốt, độ trễ, độ cứng cao và khả năng chống trượt tốt. Hình 4.33 trình bày một trục truyền lò xo xoắn cỡ nặng cho máy kéo cắt cỏ công nghiệp.

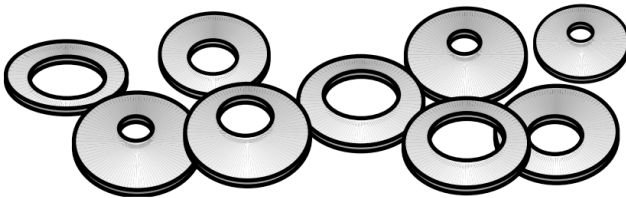


Hình 4.33: Trục kéo máy cắt cỏ ứng dụng lò xo

4.7 Lò xo hình đĩa được làm bằng nhựa nhiệt dẻo

Lò xo hình đĩa được lấy tên theo Julien Belleville, một kỹ sư người Pháp, người có bằng sáng chế của Anh vào mùa xuân năm 1866. Thiết kế của ông được sử dụng chủ yếu trong các cơ chế hồi lại (giật lại) cho pháo và các phần đệm được ứng dụng trong ngành đường sắt.

Lò xo hình đĩa như trong Hình 4.34, là những đĩa tròn lồi có một lỗ ở giữa có hình đĩa. Dưới tải trọng chúng làm phẳng mặt lồi và khôi phục lại hình dạng ban đầu khi áp suất được giải phóng. Được gắn thành loạt, hoặc lồng trên một thanh, chúng cung cấp một sự thay thế đơn giản cho các loại lò xo khác.



Hình 4.34: Vòng đệm lò xo hình đĩa làm bằng nhựa nhiệt dẻo

Các loại nhựa nhiệt dẻo có tính đàn hồi như nhựa Tritan (Copolyester), Acetal (nhựa Acetal) và Nilon 6/6 là một số vật liệu được sử dụng trong việc chế tạo lò xo hình đĩa, được sử dụng cho các ứng dụng đòi hỏi tải trọng của lò xo cao và độ võng nhỏ.

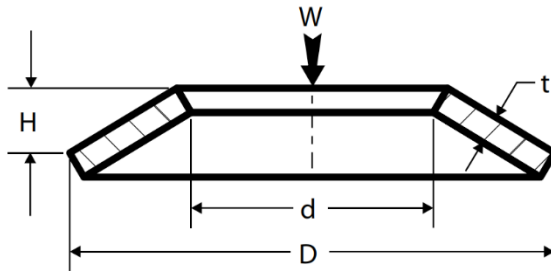
Lò xo hình đĩa được ép phun trong khuôn ép phun từ nhựa Acetal với mục đích nhằm đáp ứng cho những ứng dụng đòi hỏi các đặc tính như không có từ tính và cách điện. Một số khả năng giới hạn được áp dụng như là một sự thay thế cho lò xo xoắn ốc (Helical Spring) trong công tắc và role hoặc lò xo hồi lưu (Return Spring) cho các nút ấn trên máy tính và bảng điều khiển nơi vật liệu không từ tính là rất cần thiết. Chúng cũng cung cấp một công tắc lật cho các điều chỉnh bằng điện và điều chỉnh bằng cơ.

Lò xo hình đĩa có thể bị uốn cong so với hình dạng ban đầu, chuyển từ dạng lồi sang dạng lõm và đàn hồi từ trong ra ngoài. Chúng trở về hình dạng ban đầu chỉ khi mà lực tác động theo hướng ngược lại.

4.7.1 Phân tích lò xo dạng đĩa được làm từ nhựa Acetal

Lò xo đĩa Belleville được ép phun từ nhựa Acetal được sử dụng để kiểm tra hiệu suất và so sánh số liệu thực nghiệm với các số liệu thu được bằng cách sử dụng các phương trình kỹ thuật tiêu chuẩn được phát triển cho lò xo đĩa Belleville.

Lò xo đĩa Belleville với các kích cỡ khác nhau sử dụng mô hình hình học được trình bày trong Hình 4.35 được ép phun từ nhựa Acetal. Mỗi kích cỡ của lò xo đĩa Belleville được kiểm tra bằng một máy thử vật liệu Instron ở tốc độ gia tải 0,05 in/phút để phát triển số liệu thực nghiệm về tải trọng và độ võng. Các phương trình tiêu chuẩn được sử dụng để tính toán tải trọng và độ võng cho từng kích thước lò xo, sau đó thực hiện so sánh kết quả của cả hai loại phương pháp phân tích.



Hình 4.35: Mô hình hình học của lò xo hình đĩa

Phương trình của lò xo hình đĩa

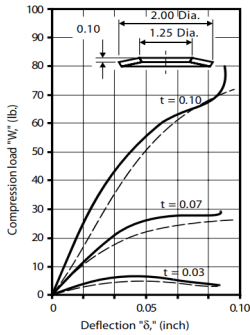
$$W = \frac{E \times \delta}{(1 - \nu^2) \left(\frac{D^3}{4 \times d} \right)} \left[(H - \delta) \left(H - \frac{\delta}{2} \right) t + t^3 \right]$$

Trong đó:

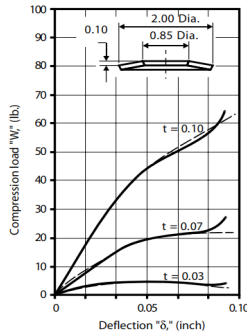
- W là khả năng chịu tải nén (lb)
- E Là môđun đàn hồi của vật liệu (psi)
- δ Là độ võng của lò xo dạng đĩa (in)
- ν là hệ số Poisson của vật liệu
- t là độ dày của thành lò xo (in)
- H là chiều cao của lò xo (in)

- D là đường kính ngoài của lò xo (in)
- d là đường kính trong của lò xo (in).

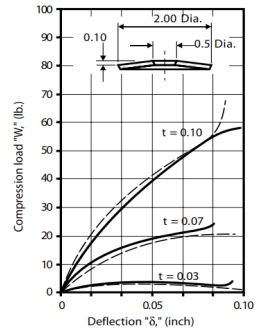
Hình 4.36 đến 4.44 là các biểu đồ kết quả cho tải trọng nén (W) (lb) so với độ lệch của lò xo (δ) (Inch) thu được trong cả hai phương pháp phân tích. Các đường liền nét trong đồ thị lò xo là kết quả kiểm tra số liệu thực nghiệm và các đường đứt nét là các kết quả tính toán thu được bởi một chương trình phân tích trên máy tính.



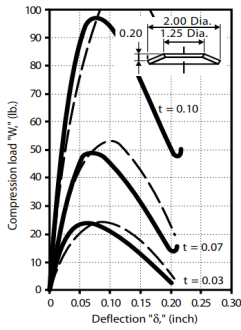
Hình 4.36



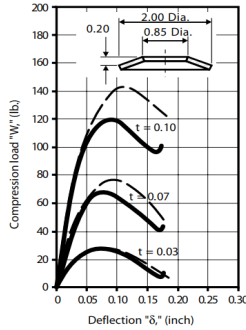
Hình 4.37



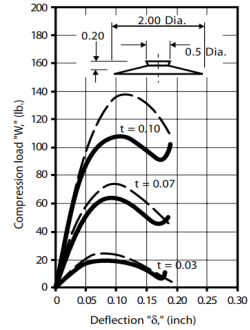
Hình 4.38



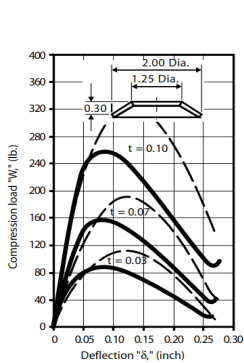
Hình 4.39



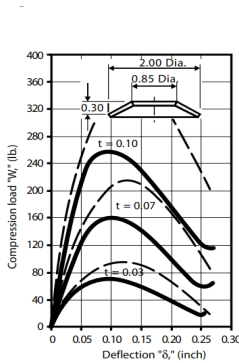
Hình 4.40



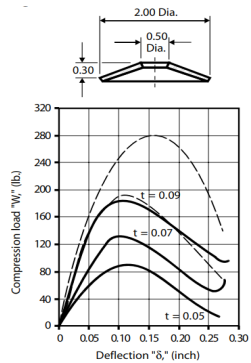
Hình 4.41



Hình 4.42



Hình 4.43



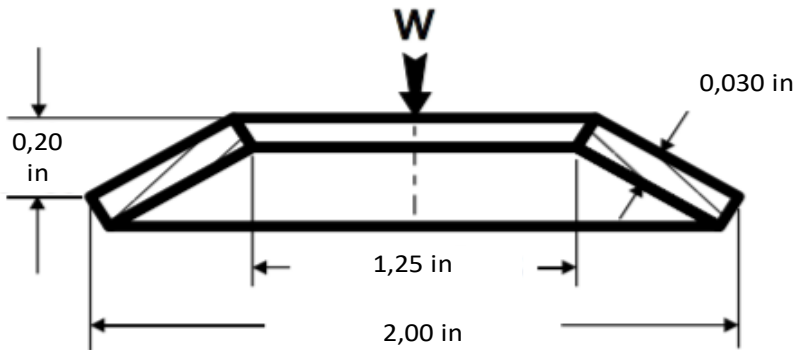
Hình 4.44

Xem xét các kết quả trong Hình 4.36 đến 4.44 bằng cách sử dụng 2 phương pháp là số liệu thực nghiệm và phương trình chuẩn, có thể thấy rằng phương pháp phân tích bằng phương trình chuẩn gây ra một số lỗi đặc biệt đối với lò xo đĩa cần độ võng lớn. Ví dụ: đối với độ dày thành 0,030 và độ võng 0,100 in có sai số là xấp xỉ 12%. Đối với độ dày thành 0,100 và độ võng 0,100 in có sai số là xấp xỉ 20%.

Vì mục tiêu chính của việc sử dụng lò xo đĩa với chất liệu là nhựa Acetal là đạt được hệ số đàn hồi cao và có thể dự đoán chính xác các giá trị này, nên phương trình chuẩn ngay cả khi được tính toán bởi chương trình máy tính cũng không tạo ra kết quả đủ chính xác. Tuy nhiên, sử dụng phương pháp số liệu thực nghiệm và các đồ thị (Hình 4.36 đến 4.44) sẽ tạo ra kết quả chính xác trong phạm vi $\pm 5\%$.

❖ Ví dụ 4.4

Tính toán khả năng chịu tải nén (W) tại độ lệch (δ) là 0,06 in và lò xo dạng đĩa có các kích thước như trong Hình 4.45.

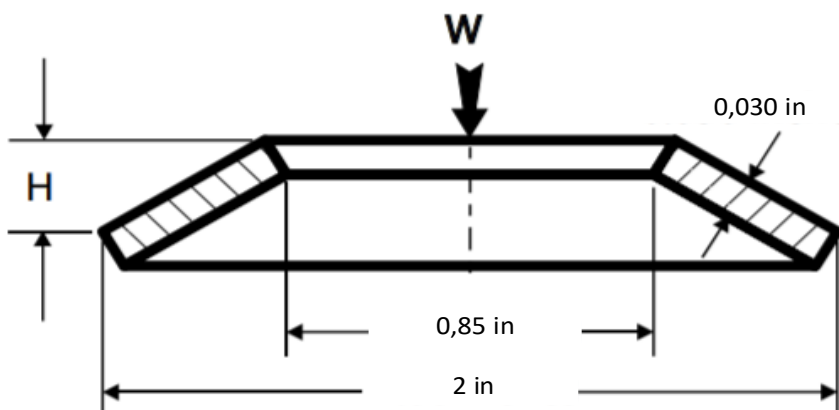


Hình 4.45: Lò xo hình đĩa

Để tính toán khả năng chịu tải nén (W) với lò xo dạng đĩa có độ lệch 0,060 in, sử dụng phương pháp số liệu thực nghiệm ta chọn biểu đồ lò xo trong Hình 4.39 có cùng kích thước. Giá trị tải nén (W) là 24,00 lb cùng với độ lệch (δ) là 0,060 in và độ dày thành cong (t) là 0,03 in.

❖ Ví dụ 4.5

Tính toán chiều cao (H) của lò xo dạng đĩa để chịu được tải trọng (W) là 26 lb với độ lệch (δ) là 0,05 in. Khi lò xo đĩa có lực lò xo tăng cùng với độ lệch và kích thước được hiển thị trong Hình 4.46.



Hình 4.46: Lò xo hình đĩa

Hình 4.36 đến 4.44 được thiết kế với chiều cao 0,1; 0,2 và 0,3 tuy nhiên cần tính toán một chiều cao mới khác với chiều cao được sử dụng trong biểu đồ.

Xem lại các biểu đồ của lò xo đĩa Hình 4.37 và 4.43 có thể dùng để tính chiều cao.

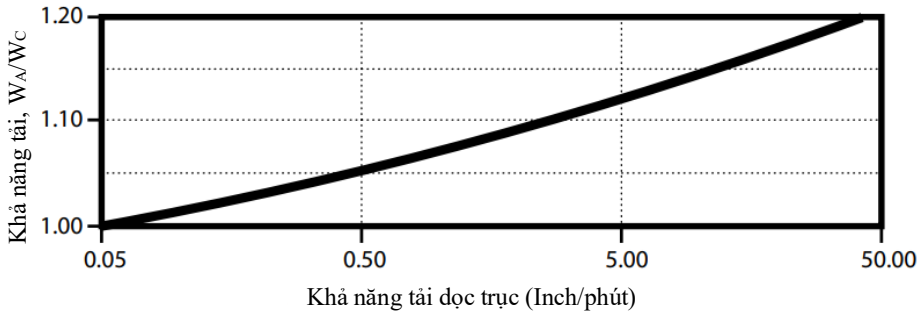
Biểu đồ lò xo Hình 4.37	Biểu đồ lò xo Hình 4.43
Đường kính ngoài $D = 2,00$	Đường kính $D = 2,00$
Đường kính bên trong $d = 0,85$	Đường kính bên trong $d = 0,85$
Bề dày của thành $t = 0,03$	Bề dày của thành $t = 0,03$
Chiều cao của lò xo $H = 0,10$	Chiều cao của lò xo $H = 0,30$
Độ lệch của lò xo $\delta = 0,05$	Độ lệch của lò xo $\delta = 0,05$
Tải trọng của lò xo $W = 5,00 \text{ lb}$	Tải trọng của lò xo $W = 57,00 \text{ lb}$

Từ Hình 4.37 ta có được tải trọng $W = 5,00 \text{ lb}$ và chiều cao $H = 0,10$ và từ Hình 4.43 ta có được tải trọng $W = 57,00 \text{ lb}$ và chiều cao $H = 0,30 \text{ in}$. Tính nội suy cả hai tải ta có được tải nén mong muốn $(W) = (5,00 + 57,00) / 2 = 31,00 \text{ lb}$ và cũng bằng cách tính nội suy cả hai chiều cao của lò xo ta có được chiều cao của lò xo mong muốn là $(H) = (0,10 + 0,30) / 2 = 0,20 \text{ in}$.

4.7.2 Khả năng tải của lò xo dạng đĩa

Đặc trưng của phần lớn vật liệu nhựa nhiệt dẻo là độ nhạy của chúng đối với tốc độ gia tải, hiệu ứng này phải được xem xét trong bất kỳ tính toán lò xo đĩa Belleville nào. Hình 4.47 là đồ thị của tốc độ gia tải dọc so với tỷ lệ tải trọng thực (W_A) trên tải trọng tính toán (W_C). Tốc độ gia tải dọc trực

là 0,05 in/phút được sử dụng phát triển các giá trị cho tải trọng và độ võng được trình bày trong đồ thị. Có thể tìm thấy tỷ lệ tải thích hợp cho tốc độ từ 0,005 đến 50 in/phút để chuyển tải thành giá trị thực. Ví dụ: nếu tốc độ gia tải dọc là 5 in/phút, tỷ lệ W_A/W_C là 1,13, cho thấy tải trọng thực cao hơn 13% so với giá trị tải trọng tính toán (W_C).



Hình 4.47: Tỷ lệ tải W_A / W_C so với khả năng tải dọc trực

4.7.3 Đặc tính chịu lại lâu dài của lò xo dạng đĩa

Lò xo đĩa Belleville nhựa nhiệt dẻo bằng chất đàn hồi nhựa Acetal và copolyester có độ trễ hơn hẳn khi chịu tác dụng tải trọng nén. Tuy nhiên, nếu một lò xo đĩa Belleville nhựa nhiệt dẻo chịu tải trọng hoặc ứng suất liên tục trong một thời gian dài ở nhiệt độ cao, các vật liệu nhựa nhiệt dẻo sẽ chịu tác động của rão hoặc mất các đặc tính cơ học. Do đó, đặc trưng tải trọng so với độ uốn của lò xo đĩa nhựa nhiệt dẻo Belleville sẽ bị giảm xuống, làm cho sản phẩm có hiệu năng kém cùng với giá trị thấp hơn dự kiến. Không khuyến nghị lò xo đĩa Belleville bằng chất đàn hồi nhựa nhiệt dẻo nhựa Acetal và copolyester cho bất kỳ ứng dụng nào yêu cầu trữ năng lượng hoặc chịu tải trọng liên tục với phản lực lò xo không đổi, các vật liệu này sẽ không hoạt động theo các yêu cầu này. Việc sử dụng lò xo đĩa Belleville nên được giới hạn chỉ cho tải trọng gián đoạn hoặc các ứng dụng chịu uốn.

CHƯƠNG 5

THIẾT KẾ CHI TIẾT NHỰA CHỊU ÁP LỰC

Mục tiêu chương 5: Trình bày về thiết kế chi tiết nhựa chịu áp lực
Sau khi học xong chương này, người học có khả năng trình bày:

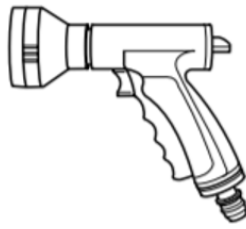
- 1) Một số chi tiết nhựa chịu áp lực điển hình.
- 2) Thiết kế chi tiết chịu áp lực.
- 3) Tiêu chuẩn của chi tiết chịu áp lực.

5.1 Chi tiết nhựa mỏng chịu áp lực

Sản phẩm chịu áp lực có thành và bề dày sản phẩm mỏng bên trong rỗng có ứng suất bên trong lẫn ứng suất của thành sản phẩm là không thay đổi suốt chiều dài của sản phẩm khi mà sản phẩm chịu tác động bên trong hay bên ngoài. Vật liệu nhựa nhiệt dẻo được sử dụng để chế tạo nhiều thiết bị bình chịu áp lực, ví dụ như van xả nhà vệ sinh, bình xịt sơn, bật lửa butan, bình tưới và van, xi lanh, lõi tản nhiệt, ống tưới vườn, ống nối, đầu nối, bơm và nhiều thiết bị khác. Hình 5.1 và 5.2 minh họa một số ứng dụng bình chịu áp lực.



Hình 5.1: Ứng dụng chi tiết nhựa chịu áp lực



Hình 5.2: Ví dụ chi tiết nhựa chịu áp lực

5.2 Nguyên tắc cơ bản xi lanh có bề dày mỏng

Ứng suất chu vi (a) trong một hình trụ có thành mỏng chịu áp suất bên trong (P) trên một đơn vị diện tích được tìm thấy bằng cách áp dụng một phương trình cân bằng cho các lực tác dụng lên nửa hình trụ như trong Hình 5.3. Chiều dài là đồng đều, độ dày của thành là (t) và bán kính bên trong là (r).

$$p \times 2r = 2 \int \sigma da \quad (5.1)$$

Theo các điều kiện giả định ta có,

$$\int \sigma da \approx a\sigma = t\sigma$$

Do đó, phương trình của Barlow cho bình áp lực có vách mỏng hình cầu kín là:

$$\sigma = \frac{P \times r}{t} \quad (5.2.)$$

Để tính toán ứng suất của bình chịu áp lực hình trụ có đáy hình cầu, dưới áp suất bên trong đồng nhất, sử dụng Hình 5.4 làm mô hình, nên áp dụng phương trình ứng suất cực đại:

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{P \times r}{2 \times t} \quad (5.3)$$

áp dụng cho bình áp lực có vách mỏng phẳng.

Để tìm ứng suất cực đại của bình chịu áp lực hình trụ có đáy phẳng tròn,

dưới áp suất bên trong đồng nhất và sử dụng Hình 5.5 làm mô hình, nên áp dụng các phương trình sau:

Lệch tâm:

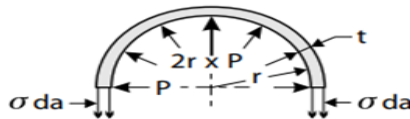
$$\delta = \frac{3 \times P \times r^4}{16 \times E \times t^3} (1 - \nu^2) \quad (5.4)$$

Mô men lớn nhất:

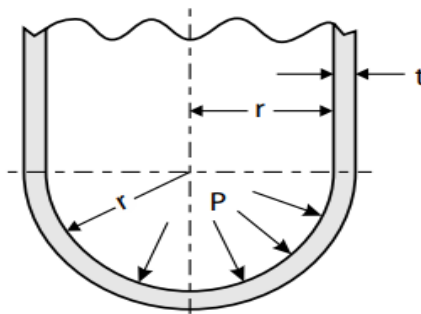
$$M_{Max.} = \frac{P \times r^2}{8} \quad (5.5)$$

Ứng suất lớn nhất:

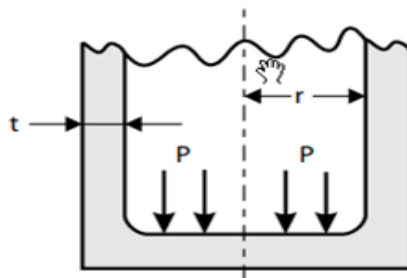
$$\sigma_{Max.} = \frac{6 \times M}{t^2} = \frac{0,75 \times P \times r^2}{t^2} \quad (5.6)$$



Hình 5.3: Mô hình toán học mô tả ứng suất trong của xi lanh



Hình 5.4: Bình áp lực cầu kín



Hình 5.5: Bình áp lực kín có bề dày mỏng

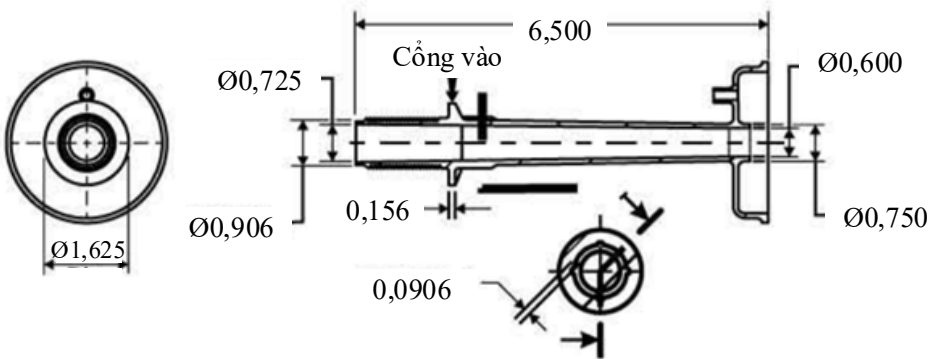
❖ **Ví dụ 5.1**

Van xả bồn cầu trong Hình 5.6 cần chịu được áp suất tối đa 2.000 psi và áp suất bên trong liên tục 120 psi trong 10 năm. Áp suất tối đa sẽ là yếu tố kiểm soát thiết kế, thay vì áp suất liên tục. Vật liệu được lựa chọn cho ứng dụng này là nhựa acetal với độ bền kéo 10.000 psi. Tính toán độ dày thành của thân bằng cách sử dụng phương trình Barlow (Công thức 5.2).

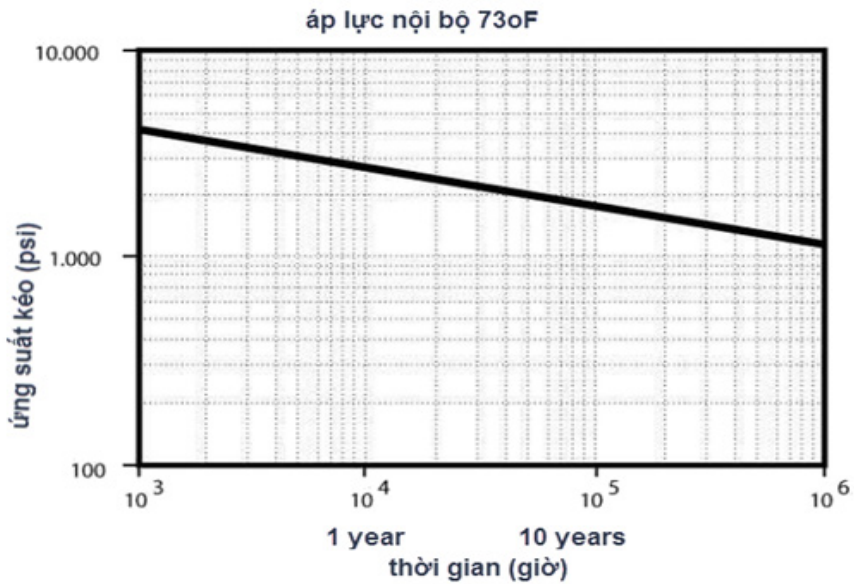
$$\text{Barlow's Equation } t = \frac{P \times r}{\sigma} \text{ hoặc } t = \frac{P \times r}{\sigma} = \frac{2.000 \times r}{10.000} = 0,20 r$$

Ứng suất cho độ dày thành chân ở áp suất 120 psi trong mười năm được tính bằng cách sử dụng dữ liệu thử nghiệm đường ống dài thời gian / thời gian dài được thể hiện trong Hình 5.7. Đối với 10 năm, ứng suất kéo 1.750 psi. Độ dày của thành có thể được tính là $t_c = (120 \times r) / 1.750 = 0,068 r$. Độ dày thành áp lực tối đa $t_b = 0,20 r$ là yếu tố điều khiển để đo kích thước, bởi vì tương: độ dày cho áp suất tối đa đòi hỏi $0,20 / 0,068 = 2,94$ lần độ dày thành tính toán để giữ áp suất bên trong 120 psi trên 10 năm.

Đường kính ngoài của van ở chân đế (bên trái) là đường kính gốc của các sợi và độ dày của nó là $t = 0,20 \times 0,453 = 0,0906$ in. Vì đường kính ngoài nhỏ hơn, độ dày thành của nó $t = 0,20 \times 0,375 = 0,075$ in, không tính đến cốt thép gây ra bởi thành vuông góc của vỏ van vệ sinh.



Hình 5.6: Van xả toilet



Hình 5.7: Dữ liệu thử nghiệm đường ống

5.3 Chi tiết nhựa chịu áp lực có bề dày lớn

Đối với các bình chịu áp lực có độ dày thành tương đối lớn, nên áp dụng mô hình toán học trong Hình 5.8. Nếu sự thay đổi ứng suất từ bề mặt bên trong sang bề mặt bên ngoài là tương đối lớn, thì giá trị của ứng suất được tìm thấy từ Barlow, phương trình 5.2 không phải là thước đo hợp lý của ứng suất chu vi đáng kể trong các bình chịu áp lực dày. Phương trình Barlow chỉ áp dụng cho các xi lanh có thành mỏng; thực tế này sẽ được chứng minh từ việc xem xét trạng thái cân bằng của các lực tác dụng lên khối trụ mỏng như trong Hình 5.8. Ngoài ra, một giải pháp thỏa đáng cho bài toán xy-lanh có thành dày đòi hỏi phải xác định không chỉ ứng suất chu vi tại bất kỳ điểm nào trong hình trụ, mà cả hai ứng suất chính có vector nằm trong mặt phẳng của nó, cụ thể là chu vi hoặc ứng suất tiếp tuyến σ và ứng suất xuyên tâm σ_r như trong Hình 5.9.

5.3.1 Phương trình Lamé cho xi lanh dày

Phương trình Lamé được sử dụng để tính toán ứng suất tiếp tuyến và hướng tâm tối đa của các hình trụ có thành dày chịu áp lực bên trong và bên ngoài.

Hình 5.9 thể hiện một hình trụ có thành dày tương đối dài chịu áp lực chất lỏng bên trong và bên ngoài lần lượt là P_1 và P_2 . Sử dụng Hình 5.9 để tìm ứng suất chu vi σ và ứng suất xuyên tâm σ_r tại một điểm tại bất kỳ khoảng cách nào từ trục trung tâm. Từ các điều kiện đối xứng, biết rằng

không có ứng suất cắt trên các mặt phẳng mà trên đó t và σ hoạt động, và do đó chúng là các ứng suất chính.

Bằng cách áp dụng một trong các phương trình cân bằng cho các lực trong Hình 5.11, thấy rằng tổng đại số của các thành phần dọc của các lực bằng 0 và phương trình sau đây thu được:

$$\sigma_t dp = 2\sigma_r dp - 2\rho d\sigma_r - 2 dp d\sigma_r \quad (5.7)$$

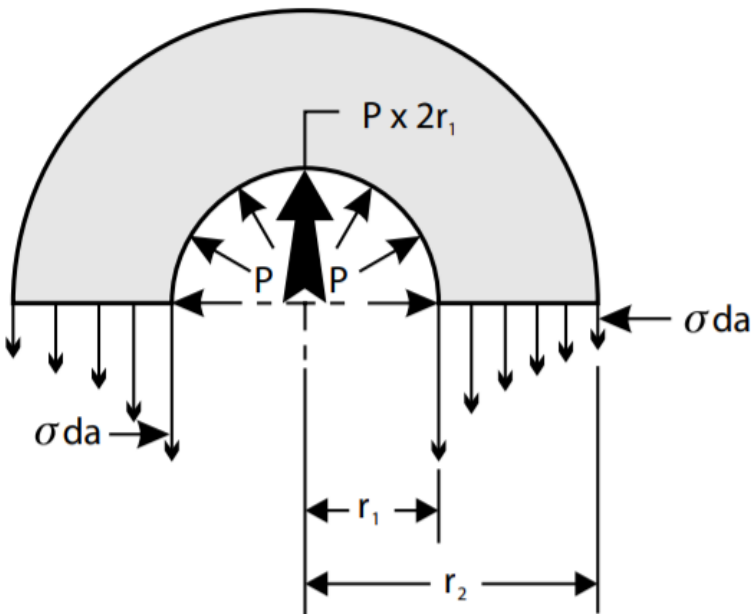
Thuật ngữ $2 dp d\sigma_r$ nhỏ không đáng kể. Ứng suất kéo trở thành:

$$\sigma_t = -\sigma_r - p \left(\frac{d\sigma_r}{dp} \right) \quad (5.8)$$

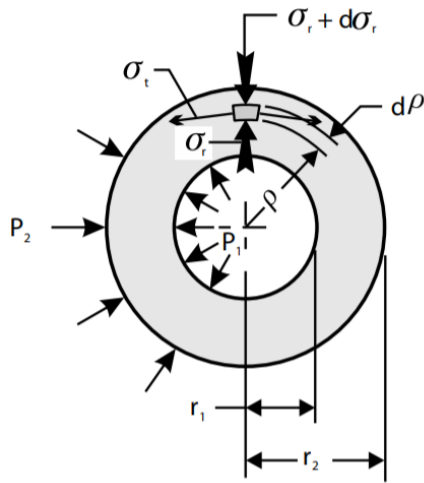
Nếu ứng suất σ_r và σ_t trong Hình 5.11 được giả sử là dương, nghĩa là, nếu cả hai ứng suất được giả sử là ứng suất kéo, phương trình trước đó là:

$$\sigma_t = \sigma_r + p \left(\frac{d\sigma_r}{dp} \right) \quad (5.9)$$

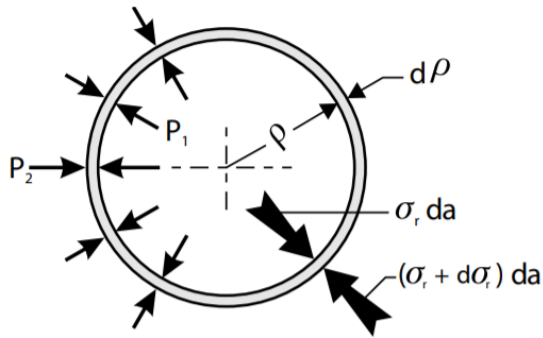
Thiết kế lại nắp đáy và thành chi tiết để di chuyển vòng chữ O, để nén một cách triệt để. Những lợi ích của việc này là giảm thiểu được sự rò rỉ. Làm cứng cạnh của chi tiết bằng gân tăng cứng hoặc vòng đệm bằng kim loại dưới vít cấy cũng là một trong những giải pháp. Hình 5.17 thể hiện 3 dạng thiết kế: thể kế lỗi, thiết kế bị hỏng, thiết kế được khuyến dùng.



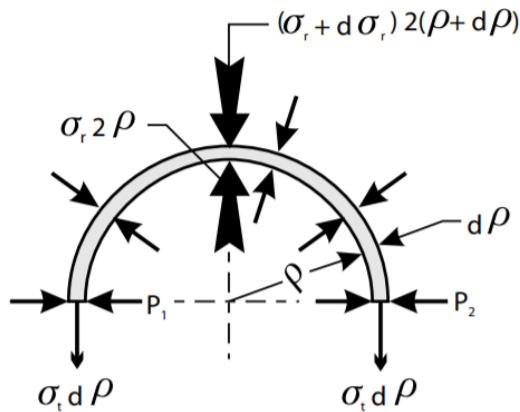
Hình 5.8: Mô hình toán học xi lanh tường dày



Hình 5.9: Ứng suất xuyên tâm và tiếp tuyến gây ra bởi áp lực cao vào/ra



Hình 5.10



Hình 5.11

Ông trụ với các đầu mở, và nó cũng sẽ gần như đúng đối với một xi lanh kín ở các phần được loại bỏ khỏi các đầu của xi lanh.

Mối quan hệ giữa biến dạng dọc của bất kỳ sợi dọc ϵ_1 và các ứng suất tác động lên sợi trong một hình trụ có thành dày kết thúc mở là:

$$\epsilon_1 = \nu \left(\frac{\sigma_r}{E} \right) - \nu \left(\frac{\sigma_t}{E} \right) \quad (5.10)$$

và theo giả định trên, ϵ_1 là hằng số. Ngoài ra, hệ số Poisson, ν và mô đun đàn hồi E là các hằng số của vật liệu, dẫn đến:

$$\epsilon_t - \epsilon_r = 2\kappa = \text{const}$$

Hằng số được ký hiệu là 2κ cho thuận tiện. Hai phương trình trước cho hai quan hệ giữa ϵ_r và ϵ_t . Từ hai phương trình này, có được:

$$2\kappa = -2\sigma_r - \rho \left(\frac{d\sigma_r}{d\rho} \right) \quad (5.11)$$

Nhưng phía bên phải của phương trình này, khi được nhân với ρ , trở thành đạo hàm, tương ứng với ρ , của $-(\rho^2\sigma_r)$ và do đó, phương trình có thể được viết:

Ông trụ với các đầu mở, và nó cũng sẽ gần như đúng đối với một xi lanh kín ở các phần được loại bỏ khỏi các đầu của xi lanh.

Mối quan hệ giữa biến dạng dọc của bất kỳ sợi dọc ϵ_1 và các ứng suất tác động lên sợi trong một hình trụ có thành dày kết thúc mở là:

$$\epsilon_1 = \nu \left(\frac{\sigma_r}{E} \right) - \nu \left(\frac{\sigma_t}{E} \right) \quad (5.10)$$

và theo giả định trên, ϵ_1 là hằng số. Ngoài ra, hệ số Poisson, ν và mô đun đàn hồi E là các hằng số của vật liệu, dẫn đến:

$$\epsilon_t - \epsilon_r = 2\kappa = \text{const}$$

Hằng số được ký hiệu là 2κ cho thuận tiện. Hai phương trình trước cho hai quan hệ giữa ϵ_r và ϵ_t . Từ hai phương trình này, có được:

$$2\kappa = -2\sigma_r - \rho \left(\frac{d\sigma_r}{d\rho} \right) \quad (5.11)$$

Nhưng phía bên phải của phương trình này, khi được nhân với ρ , trở thành đạo hàm, tương ứng với ρ , của $-(\rho^2\sigma_r)$ và do đó, phương trình có thể được viết:

Việc tích hợp phương trình này cho:

$$\rho^2 \sigma_r = -\kappa \rho^2 + \beta \tag{5.13}$$

Trong đó β là hằng số tích hợp. Vì thế:

$$\sigma_r = \left(\frac{\beta}{\rho^2} \right) - \kappa \tag{5.14}$$

Và từ phương trình $\sigma_i - \sigma_r = \text{const} = 2\kappa$

$$\sigma_i = \left(\frac{\beta}{\rho^2} \right) + \kappa \tag{5.15}$$

Các giá trị của hằng số β và κ được tìm thấy bằng cách thay thế các giá trị σ_r và ρ thu được từ các điều kiện vật lý hoặc giả định đã nêu. Ví dụ, giả sử hình trụ chịu áp lực cả bên trong và bên ngoài lần lượt là P_1 và P_2 , ta nhận thấy rằng:

$$\sigma_r = P_1 \text{ where } \rho = r_1 \text{ and } \sigma_i = P_2 \text{ where } \rho = r_2$$

Và từ phương trình 5.14, $\sigma_r = \left(\frac{\beta}{\rho^2} \right) - \kappa$ thu được:

$$P_1 = -\kappa + \left(\frac{\beta}{r_1^2} \right) \text{ và } P_2 = -\kappa + \left(\frac{\beta}{r_2^2} \right)$$

Từ đó, κ và β là:

$$\kappa = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \tag{5.16}$$

$$\beta = \frac{r_1^2 \times r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} (P_1 - P_2) \tag{5.17}$$

Việc thay thế các giá trị này của và trong các phương trình 5.14 và 5.15:

$$\sigma_i = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2 + \left(r_1^2 \times \frac{r_2^2}{\rho^2} \right) (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \tag{5.18}$$

$$\sigma_r = \frac{P_2 r_2^2 - P_1 r_1^2 + \left(r_1^2 \times \frac{r_2^2}{\rho^2} \right) (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \tag{5.19}$$

Rõ ràng từ phương trình 5.18 là giá trị tối đa của σ_r xảy ra ở bề mặt bên trong nơi có giá trị tối thiểu r_1 , Giá trị tối đa của σ_r sẽ luôn lớn hơn trong hai áp lực P_1 và P_2 .

5.3.2 Ứng suất cực đại với áp lực bên trong và bên ngoài

Bằng cách đặt $\rho = r_1$ trong Công thức 5.18 và 5.19, các ứng suất cực đại (ở bề mặt bên trong) là:

Ứng suất kéo lớn nhất:

$$\sigma_r = \frac{P_1 (r_1^2 + r_2^2) - 2 P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (5.20)$$

Ứng suất hướng tâm lớn nhất:

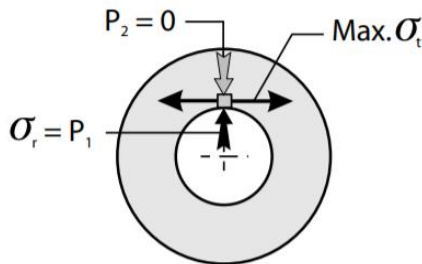
$$\sigma_r = P_1 \text{ nếu } P_1 > P_2$$

5.3.3 Ứng suất cực đại chỉ áp suất bên trong

Giá trị ứng suất hướng tâm cực đại $\sigma_r = P_1$; những ứng suất tối đa này được thể hiện trong Hình 5.12. Nếu áp suất bên trong là P_1 và áp suất bên ngoài bằng 0 ($P_2 = 0$), các phương trình ứng suất cực đại được giảm xuống:

$$\sigma_t = \frac{P_1 \times r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{\rho^2} + 1 \right) \quad (5.21)$$

$$\sigma_r = \frac{P_1 \times r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{\rho^2} - 1 \right) \quad (5.22)$$



Hình 5.12: Ứng suất cực đại, áp suất bên trong, mô hình toán học

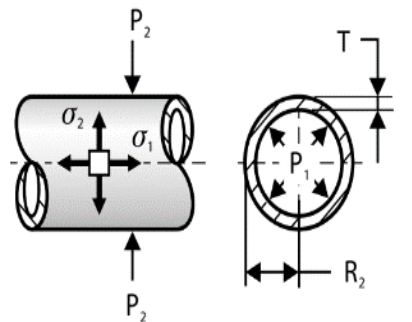
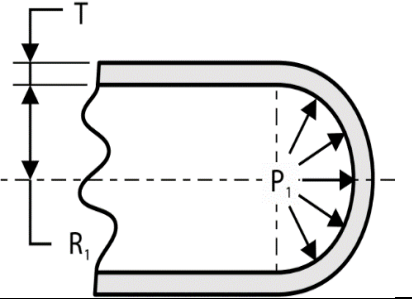
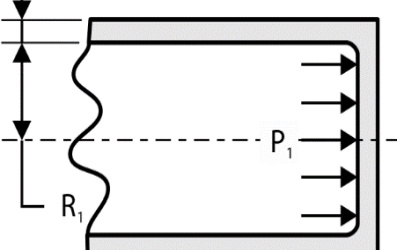
Các phương trình này cho thấy các giá trị tối đa của σ_t xảy ra ở bề mặt bên trong, khi $\rho = r_1$. Phương trình mới là:

Ứng suất kéo cực đại

$$\sigma_t = \frac{P_1 (r_1^2 + r_2^2)}{r_2^2 - r_1^2} \quad (5.23)$$

Bảng 5.1 cung cấp nhiều phương trình hơn để tính toán các loại bình áp lực khác nhau.

Bảng 5.1: Phương trình bình áp lực hình trụ

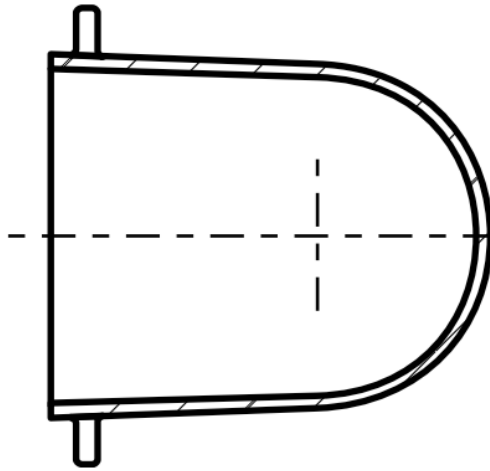
Hình dạng ống	Loại tải	Phương trình bình áp lực hình trụ
<p>Ống trụ vách mỏng</p> 	<p>Áp lực bên trong hoặc bên ngoài</p>	$\sigma_1 = \frac{P_1 \times R_2}{2 \times T}$ $\sigma_1 = \frac{P_1 \times R_2}{T}$ $\Delta R_2 = \frac{R_2}{E} (\sigma_2 - \nu \times \sigma_1)$ $P_2 = \frac{T}{R_2} \left[\frac{\sigma_Y}{1 + 4 \frac{\sigma_Y}{E} \left(\frac{R_2}{t} \right)^2} \right]$ $P_2 = 2 \times \sigma_1 \frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1}$
<p>Ống trụ vách mỏng với đáy hình cầu</p> 	<p>Áp lực bên trong</p>	<p>Ứng suất cực đại ở giữa nền hình cầu</p> $M_{\max} \cdot \sigma = \frac{P_1 \times R_1}{2 \times T}$
<p>Ống trụ vách mỏng với mặt đáy phẳng tròn</p> 	<p>Áp lực bên trong</p>	<p>Ứng suất cực đại ở giữa đế phẳng tròn</p> $\delta = \left(\frac{3 \times P_1 \times R_1^4}{16 \times E \times T^3} \right) (1 - \nu^2)$ $M_{\max} = \frac{P_1 \times R_1^2}{8}$ $M_{\max} \cdot \sigma = \frac{6 \times M}{T^2} = \frac{0,75 \times P_1 \times R_1^2}{T^2}$

<p>Ống trụ vách dày</p>	<p>Áp lực bên trong $P_2 = 0$</p>	$\sigma_1 = 0$ $\text{Max. } \sigma_2 = P_2 \frac{2 \times R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}$ $\text{Max. } \sigma_3 = P_1 \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}$ $\Delta R_1 = P_1 \frac{R_1}{E} \left(\frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \nu \right)$ $\Delta R_2 = P_1 \frac{R_2}{E} \left(\frac{2R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \right)$
	<p>Áp lực bên ngoài $P_1 = 0$</p>	$\sigma_1 = 0$ $\text{Max. } \sigma_2 = P_2 \frac{2 \times R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}$ $\text{Max. } \sigma_3 = P_1 \frac{\text{Max. } \sigma_2}{2}$ $\Delta R_1 = P_1 \frac{R_1}{E} \left(\frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \nu \right)$ $\Delta R_2 = P_1 \frac{R_2}{E} \left(\frac{2R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \right)$

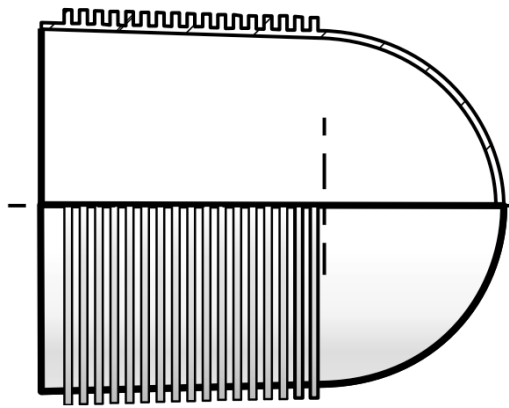
- R_2 = Bán kính ngoài, R_1 = Bán kính bên trong, T = Độ dày, ν = hệ số Poisson
- δ = Độ lệch, P_2 = Áp suất bên ngoài, P_1 = Áp suất bên trong
- E = Mô đun uốn, σ = Ứng suất, σ_y = Ứng suất Yield, M = Mô men lực.

5.4 Cách thiết kế ống trụ để giảm chi phí

Thiết kế điển hình của bình áp lực đóng kín hình cầu sử dụng các ống trụ trơn, dày, trong đó ứng suất vòng gấp đôi ứng suất dọc trục. Việc sử dụng các thành mỏng hơn để gia cố ống trụ theo hướng vòng đai giúp cải thiện hiệu quả quá trình, giảm trọng lượng chi tiết, thời gian chu kỳ và chi phí sản xuất. Một so sánh thiết kế được hiển thị trong Hình 5.13 và 5.14.

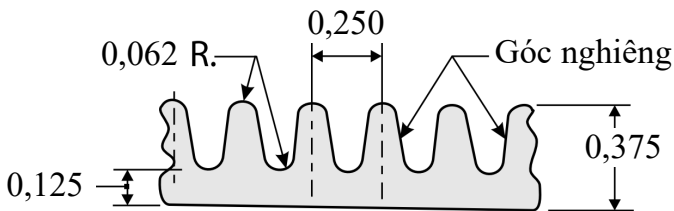


Hình 5.13: Xi lanh tường dày



Hình 5.14: Thiết kế để xuất, chi tiết mặt cắt ngang

Hình 5.13 cho thấy một thiết kế bình chịu áp lực điển hình với độ dày 0,250 in. Thiết kế có gân được đề xuất được thể hiện trong Hình 5.14 và 5.15. Độ dày thành đã giảm xuống còn 0,125 in và gân thành bên được thêm vào để tăng bền tương tự của xi lanh có thành dày, theo cả hai hướng, vòng và trục.



Hình 5.15: Thiết kế đề xuất

Bán kính bo và các góc nghiêng trên thành bên làm giảm ứng suất và đơn giản hóa việc lấy sản phẩm ra khỏi khuôn. Các ứng suất gây ra bởi thành xi lanh đóng kín hình cầu được kiểm tra bằng các phương trình bình áp lực tiêu chuẩn.

Tiết kiệm chi phí ước tính của thiết kế gân là 30%. Do giảm chu kỳ phun ép từ 85 giây đối với 0,250 in, thiết kế có thành dày xuống 45 giây đối với 0,125 in.

5.5 Thiết kế chi tiết nhựa nhiệt dẻo chịu áp suất hình ống

Khi thiết kế tốt, lựa chọn nhựa thích hợp, thiết kế khuôn, ép phun chất lượng và thử nghiệm được sử dụng, bình áp lực nhựa nhiệt dẻo sẽ cung cấp hiệu suất sử dụng tốt và an toàn cho người dùng.

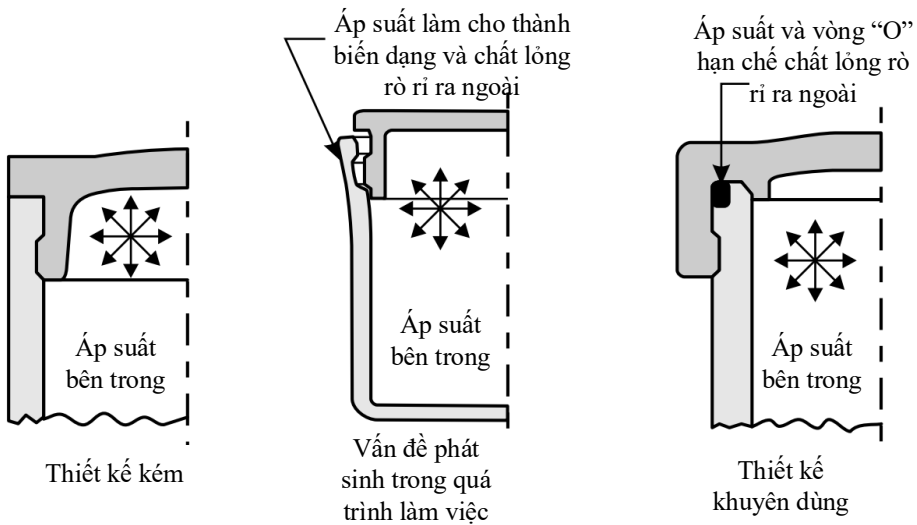
❖ Thiết kế áp suất ống trụ sơ bộ

Một ống trụ được coi là có thành mỏng khi tỷ lệ giữa độ dày của tường trong bán kính là 0,5 hoặc ít hơn; trong trường hợp này, nên sử dụng phương trình Barlow từ (phương trình 5.2). Nên sử dụng phương trình Lamé (phương trình 5.20) cho các hình trụ có thành dày có tỷ lệ lớn hơn 0,5.

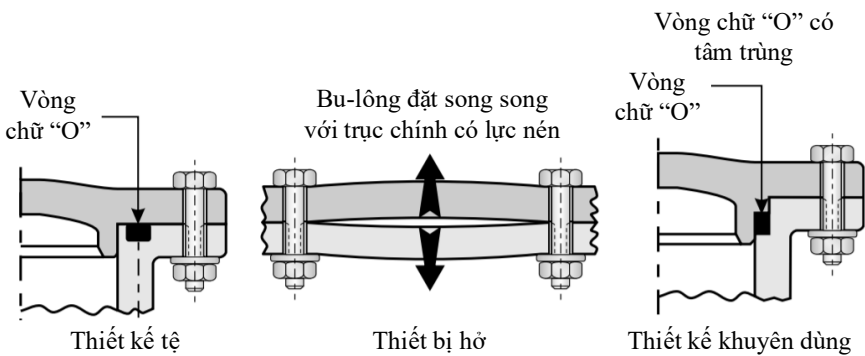
Khi thiết kế một ống trụ chịu áp lực có nắp mặt đầu kín, áp suất bên trong sẽ làm biến dạng thành bình nhiều hơn nắp của nó. Điều này làm giảm độ kín của nắp đậy và gây rò rỉ. Giải pháp là nên thiết kế lại nắp đậy bên ngoài và thêm một vòng chữ “O” để loại bỏ rò rỉ. Hình 5.16 cho thấy một thiết kế sản phẩm kém, các vấn đề vận hành và thiết kế đề nghị. Khi thiết kế một ống trụ có áp suất với nắp đầu được bắt vít và vòng chữ “O” nằm trên cùng, cần có tải trọng rất cao để nén vòng chữ “O” theo chiều dọc, do đó biến dạng và rão của mặt bích dễ xảy ra. Hiệu ứng này trở nên tồi tệ hơn khi khoảng cách giữa vòng chữ “O” và bu lông tăng lên.

Khi thiết kế xy-lanh chịu áp suất với nắp đậy sử dụng vít có ren và vòng đệm chữ “O” ở trên đỉnh, nắp đậy yêu cầu mẫu cài chứa vòng đệm sao cho tâm của vòng đệm trùng với tâm của xy-lanh. Với yêu cầu cho việc lắp đặt van là áp suất bên trong nhỏ, chức năng của mẫu cài này là để lắp nắp đậy dễ hơn, nhanh hơn. Hình 5.18 thể hiện cách thiết kế thiếu hợp lý, trong khi Hình 5.19 đưa ra thiết kế được khuyến dùng nhiều hơn.

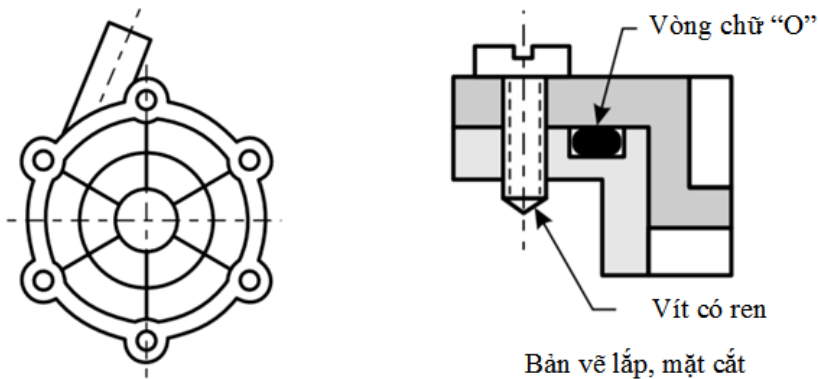
Để thiết kế chi tiết chịu áp suất bằng nhựa nhiệt dẻo, cần nghiên cứu kỹ đặc tính của loại nhựa đó. Chỉ rõ ra những vùng nhạy cảm của chi tiết chịu áp suất, ví dụ như tên, kích thước, số hiệu và vị trí công phun, đường hàn, gân tăng cứng hoặc những góc sắc. Áp suất trong chi tiết phải dưới 150 psi, hoặc dưới 15% của áp suất tối đa cho phép. Giới hạn của nhựa phải được dựa trên số liệu có sẵn.



Hình 5.16: Bình áp suất với thiết kế nắp khuyên dùng

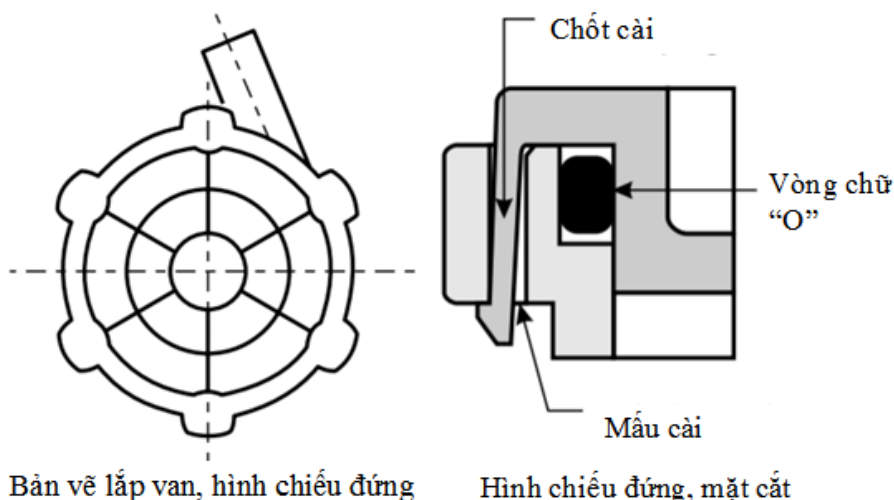


Hình 5.17: Các thiết kế chi tiết chịu áp suất có nắp đậy sử dụng bu lông



Bản vẽ lắp van, hình chiếu đứng

Hình 5.18: Thiết kế không tốt, vòng chữ “O” và vít ren ở nắp đậy



Hình 5.19: Van với 6 mẫu cài, thiết kế tốt

5.6. Kiểm tra nguyên mẫu ống chịu áp suất bằng nhựa nhiệt dẻo

Tạo một nguyên mẫu của chi tiết dạng xy-lanh và khuôn mẫu cho nhiều bản thử.

Mỗi chi tiết chịu áp suất được thử nghiệm, thường được đưa vào chung một môi trường có nhiệt độ và độ ẩm giống nhau trong suốt quá trình mà chi tiết được thử nghiệm. Mọi thử nghiệm về khả năng bơm và độ bền đều được làm trong môi trường này.

Người thiết kế phải quyết định xem nếu thử nghiệm áp suất có cần thiết hay không. Nếu chi tiết chịu áp suất có xuất hiện tượng tăng áp và giảm áp liên tục, thử nghiệm về độ bền mỏi của bơm là điều cần thiết.

Xy-lanh chịu áp suất nên được kiểm tra từ ngoài môi trường bình thường đến áp suất thiết kế cho chúng và quay lại kiểm tra ngoài môi trường 100.000 lần hoặc ít hơn, nếu như tuổi thọ của chi tiết không là vấn đề quan trọng.

Nếu thử nghiệm về khả năng bơm đã được thực hiện trên sản phẩm thử, kiểm tra độ bền cũng cần được thực hiện với chung điều kiện giống như kiểm tra độ bơm. Cách khác, sử dụng những mẫu thử tốt để thử nghiệm được giống nhau nhất có thể, để kiểm tra đạt kết quả chính xác nhất.

❖ Thiết kế và kiểm tra lại chi tiết chịu áp suất

Trong trường hợp cần thiết, có thể thay đổi thiết kế của chi tiết dựa trên kết quả của những kết quả kiểm tra ở trên.

Kiểm tra độ bền với một trong những chi tiết đã được chỉnh sửa để đảm bảo sự cải thiện của việc thiết kế lại.

Xây dựng dây chuyền sản xuất và khuôn mẫu có tính thương mại cao cho chi tiết.

Kiểm nghiệm lại chi tiết định kì để đảm bảo chất lượng của quá trình phun nhựa có đủ tiêu chuẩn sản xuất của dây chuyền sản xuất hay không.

5.7 Tiêu chuẩn của chi tiết chịu áp suất

Những chi tiết này thường được quy định bằng những mã riêng để tạo ra quy trình thiết kế an toàn cho việc đo đạc và kiểm tra chi tiết với nhiều loại vật liệu sau này. Một trong những tổ chức nổi bật quy định về thiết kế của chi tiết chịu áp suất là Hiệp hội Cơ khí Hoa Kỳ (ASME). Tiêu chuẩn về chi tiết chịu áp suất và quy trình sản xuất của nó đã được trở thành tiêu chuẩn của Hoa Kỳ (được chấp nhận bởi Viện Tiêu chuẩn quốc gia Hoa Kỳ) và đã được áp dụng trong sản xuất ở nhiều bang.

Khuôn ép phun cho chi tiết chịu áp suất bằng nhựa nhiệt dẻo thường không được xếp vào luật của ASME vì kích thước của chi tiết thường nhỏ và loại chức năng của chi tiết. Mặc dù vậy, tổ chức về điều kiện vệ sinh quốc gia rất linh hoạt về quy định thiết kế, thử nghiệm và sản xuất khuôn ép phun cho chi tiết nhựa nhiệt dẻo.

❖ Tiêu chuẩn về chi tiết chịu áp suất của ASME

Tiêu chuẩn này có thể dùng được cho loại vật liệu có ứng suất uốn thấp bằng 1.0×10^6 psi. Một số loại nhựa nhiệt dẻo đạt tiêu chuẩn này. Độ hao mòn của nhựa nhiệt dẻo không được đề cập đến trong bộ luật, nhưng phải được chú ý đến khi thiết kế chi tiết chịu áp suất bằng nhựa nhiệt dẻo.

Độ bền kéo

Những vật liệu có trong tiêu chuẩn này là những vật liệu có độ bền kéo từ 12,000 psi đến 25,000 psi.

Quy ước về áp suất

Áp suất lớn nhất được thiết kế là dưới 150 psi, hoặc 15% của áp suất phá hủy.

Quy ước về nhiệt độ

Nhiệt độ quy định là 150°F và luật yêu cầu kiểm tra áp suất phá hủy phải được thực hiện ở nhiệt độ này.

Áp suất làm việc

Nên nhỏ hơn, hoặc bằng với áp suất khi thiết kế.

Áp suất phá hủy

Áp suất phá hủy là áp suất của nước mà tại đó sản phẩm thử bị nổ.

Tải trọng

Có rất nhiều loại áp suất được nhắc đến; nhưng có 2 loại quan trọng nhất là áp suất bên trong và áp suất bên ngoài. Những loại khác là tải trọng có sự tác động cơ học,

Ứng suất tạo ra bởi nhiều lực

Ứng suất được phân tích dựa trên màng lực tạo ra bởi ứng suất cắt và ứng suất uốn. Ứng suất tạo ra trong khi vận hành chi tiết không được vượt quá 15% của ứng suất lớn nhất tạo ra áp suất phá hủy.

Chứng minh cho việc thiết kế thích hợp

Một mẫu thử phải được kiểm tra đến 100.000 chu kỳ áp suất, từ thực tế đến thiết kế. Sau khi kiểm nghiệm, mẫu thử đó phá hủy tại áp suất không quá sáu lần mà khi thiết kế đã tính toán. Dung dịch trong ống phải có nhiệt độ thấp nhất là 150°F.

Thiết bị giảm áp

Đây là 1 trong những yêu cầu cần thiết, mọi thiết bị chịu áp suất phải có phương pháp an toàn, tránh trường hợp quá tải áp suất.

Ba loại thiết bị giảm áp được sử dụng:

- Van xả trực tiếp
- Van xả thí điểm
- Đĩa xả gián đoạn.

Đặt mức áp suất

Thiết bị giảm áp sẽ được đặt theo như áp suất đã được tính toán.

Dung sai khi đặt mức áp suất

Với mục tiêu an toàn và thiết bị giảm áp:

- ± 2 psi khi có áp suất vận hành là nhỏ hơn 70 psi
- ± 3 psi khi có áp suất vận hành là lớn hơn 70 psi
- Đĩa xả gián đoạn ± 5 psi đối với mọi áp suất.

Áp suất vượt quá cho phép

Các thiết bị giảm áp phải chịu được 110% áp suất khi thiết kế.

Yêu cầu khi kiểm nghiệm

Áp dụng áp suất tuần hoàn và tuân thủ các điều kiện thử nghiệm phá hủy:

- Dung dịch thử nghiệm phải là nước hoặc là dung dịch khác.
- Nhiệt độ của dung dịch thử nghiệm nên là 150°F
- Áp suất chu kỳ từ ngoài môi trường đến khi thiết kế và ngược lại phải đủ 100.000 lần
- Sau chu kỳ thử nghiệm, chi tiết chịu áp suất phải bị phá hủy. Áp suất phá hủy thấp nhất gấp 6 lần áp suất khi thiết kế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Tiếng Việt

- [1] Hoàng Trọng Bá, *Vật liệu mới*, Đại học sư phạm kỹ thuật TP. HCM, 1994.
- [2] Vũ Hoài Ân, *Thiết kế khuôn cho sản phẩm nhựa*, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1994.
- [3] Huỳnh Sáu, *Công nghệ ép phun*, Trung tâm kỹ thuật chất dẻo - Sở công nghiệp TP. Hồ Chí Minh, 2006.

2. Tiếng Anh

- [4] E. Alfredo Campo, *The complete part design handbook*, Hanser Publications, 2006.
- [5] Georg Menges, Walter Michaeli, Paul Mohren, *How to Make Injection Molds*, Hanser Gardner Publications, Inc., Cincinnati, 3rd, 2001.
- [6] Malloy, *Plastic Part Design for injection molding, 2nd Edition*, Hanser Publications, 2010.
- [7] Stoyko Fakirov, *Handbook of Thermoplastic Polyesters*, Wiley - VCH, 2002.
- [8] Rosato, *Injection molding handbook*, Kluwer Academic Publishers, 2000.
- [9] Charles A. Harper, *Modern Plastics Handbook*, Technology Seminars, Inc, 2007.
- [10] Peter Jones, *The Mould Design Guide*, Shawbury, 2008.
- [11] Dominick V. Rosato, Donald V. Rosato, Marlene G. Rosato, *Injection Molding Handbook*, Boston, 3rd, 2001.
- [12] Daniel Frenkler & Henryk Zawistowski, *Hot Runners In Injection Moulds*, iSmithers Rapra Publishing, 2001.

Giáo trình Thiết kế phát triển sản phẩm phun ép nhựa

**Trần Minh Thế Uyên, Phạm Sơn Minh, Trường Đại học Sư phạm
Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, Bộ Giáo Dục và Đào Tạo**

NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Trụ sở:

Phòng 501, Nhà Điều hành ĐHQG-HCM,
phường Linh Trung, thành phố Thủ Đức,
Thành phố Hồ Chí Minh.

ĐT: 028 62726361

E-mail: vnuhp@vnuhcm.edu.vn

Văn phòng đại diện:

Tòa nhà K-Trường Đại học Khoa học Xã hội & Nhân
văn, số 10-12 Đinh Tiên Hoàng, phường Bến Nghé,
Quận 1, Thành phố Hồ Chí Minh

ĐT: 028 62726390

Website: www.vnuhcmpress.edu.vn

Chịu trách nhiệm xuất bản và nội dung

TS ĐỖ VĂN BIÊN

Biên tập

NGUYỄN ANH TUYẾN

Sửa bản in

THIÊN PHONG

Trình bày bìa

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Đối tác liên kết

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Xuất bản lần thứ 1. Số lượng in: 250 cuốn, khổ 16 x 24cm. Số XNĐKXB: 4359-2022/CXBIPH/4-63/ĐHQGTPHCM. QĐXB số: 378/QĐ-NXB cấp ngày 08/12/2022. In tại: Công ty TNHH In & Bao bì Hưng Phú. Địa chỉ: 162A/1, KP1A, phường An Phú, TP Thuận An, tỉnh Bình Dương. Nộp lưu chiểu: Năm 2022. ISBN: **978-604-73-9455-5**.

Bản quyền tác phẩm đã được bảo hộ bởi Luật Xuất bản và Luật Sở hữu trí tuệ Việt Nam. Nghiêm cấm mọi hình thức xuất bản, sao chụp, phát tán nội dung khi chưa có sự đồng ý của tác giả và Nhà xuất bản.

ĐỂ CÓ SÁCH HAY, CẦN CHUNG TAY BẢO VỆ TÁC QUYỀN!





CHÍNH SÁCH CHẤT LƯỢNG

Không ngừng nâng cao chất lượng dạy, học, nghiên cứu khoa học và phục vụ cộng đồng nhằm mang đến cho người học những điều kiện tốt nhất để phát triển toàn diện các năng lực đáp ứng nhu cầu phát triển và hội nhập quốc tế.

