



(12) BẢN MÔ TẢ SÁNG CHẾ THUỘC BẰNG ĐỘC QUYỀN SÁNG CHẾ

(19) Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam (VN)
CỤC SỞ HỮU TRÍ TUỆ

(11)



1-0031538

(51)⁷ F02B 27/00; F02B 33/32

(13) B

(21) 1-2016-01262

(22) 28/08/2014

(86) PCT/EP2014/068284 28/08/2014

(87) WO2015/036259 19/03/2015

(30) 13183821 10/09/2013 EP; 14156867 26/02/2014 EP

(45) 25/04/2022 409

(43) 25/07/2016 340A

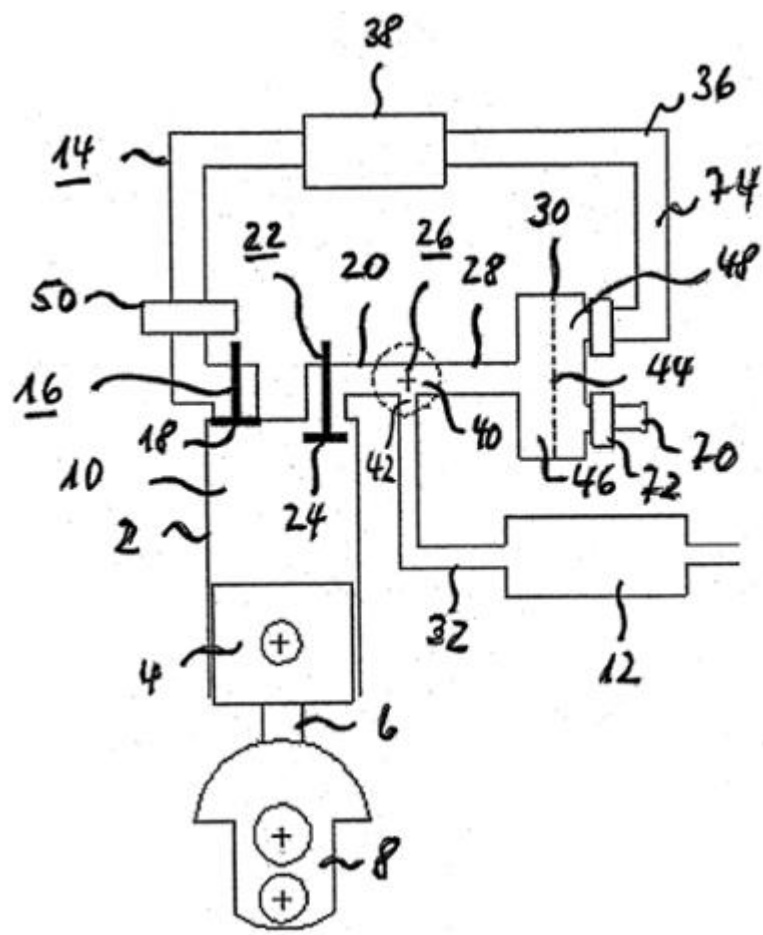
(76) Arno Hofmann (DE)

Blümgesgrund 8, 63571 Gelnhausen, Germany

(74) Công ty TNHH Tư vấn Phạm Anh Nguyên (ANPHAMCO CO.,LTD.)

(54) PHƯƠNG PHÁP VẬN HÀNH ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG VÀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG ĐỂ THỰC HIỆN PHƯƠNG PHÁP NÀY, ĐƯỜNG ỐNG KHÍ THẢI DÙNG CHO ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG, PHƯƠNG TIỆN HAI BÁNH VÀ Ô TÔ VẬN CHUYỂN CÓ ĐƯỜNG ỐNG KHÍ THẢI NÀY

(57) Sáng chế đề cập đến phương pháp vận hành động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') trong đó khí thải nằm trong xi lanh (2) trong suốt chu kỳ xả của nó được đẩy ra từ xi lanh (2) và được cung cấp cho một hệ thống xả (12), một năng lượng đầu ra đặc biệt cao của động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') và/hoặc một mức năng lượng tiêu hao nhiên liệu đặc biệt thấp có thể được tạo ra, theo cách đơn giản và đáng tin cậy. Với mục đích này, theo sáng chế, trong pha đầu tiên của chu kỳ xả, tín hiệu xung của sóng áp suất khí thải thoát ra khỏi xi lanh (2) được truyền toàn bộ hoặc một phần đến phía chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30''), trước khi khí thải được chuyển qua hệ thống xả (12) trong pha thứ hai của chu kỳ xả. Ngoài ra, sáng chế còn đề cập đến động cơ đốt trong để thực hiện phương pháp này, đường ống khí thải dùng cho động cơ đốt trong, phương tiện hai bánh và ô tô vận chuyển có đường ống khí thải này.



1

Lĩnh vực kỹ thuật được đề cập

Sáng chế đề cập đến phương pháp để vận hành động cơ đốt trong, trong đó khí thải nằm trong xi lanh trong suốt chu kỳ xả của động cơ được đẩy ra từ xi lanh và được cung cấp cho hệ thống xả. Sáng chế cũng đề cập đến động cơ đốt trong bao gồm một số các xi lanh trong mỗi chúng là một pittông công tác trên một trục khuỷu chung, được dẫn hướng, buồng đốt của xi lanh hoặc mỗi xi lanh được kết nối với hệ thống nạp khí thông qua một hệ thống van nạp thực trên phía nạp và với hệ thống xả thực thông qua một hệ thống van xả trên phía xả. Sáng chế còn đề cập đến bơm nạp khí thải, cụ thể là để sử dụng trong động cơ đốt loại này.

Tình trạng kỹ thuật của sáng chế

Động cơ đốt trong hoặc động cơ nhiệt được sử dụng trong phạm vi rộng khác nhau của các lĩnh vực, ví dụ như các thiết bị động lực trong xe cơ giới hoặc thiết bị cố định trong các nhà máy công nghiệp hoặc các phương tiện kỹ thuật khác. Động cơ đốt trong hoặc động cơ nhiệt có thể vận hành bằng cách sử dụng xăng hoặc dầu điêzen, sử dụng hai hoặc bốn xi lanh, và sử dụng các nhiên liệu lỏng hoặc khí. Trong tất cả các cấu hình khác nhau, hỗn hợp khí nhiên liệu được nén - thường được làm cho nổ trong buồng đốt của xi lanh (hoặc trong một khoang đĩa có cấu hình tương tự cho một động cơ quay), theo cách mà, như một phản ứng, một pittông chỉ có thể được sắp xếp trong xi lanh được đề cập trong việc thực hiện một kỳ hoạt động và do đó thúc đẩy một trục truyền động để cung cấp năng lượng. Sau một kỳ được hoàn thành, nói cách khác là sau khi sự thoát ra hoàn

toàn của khí đã bị đốt cháy trong xi lanh, khí bị đốt cháy được tạo ra, trong suốt một chu kỳ xả của xi lanh trong khảo sát, vì khí thải cho một hệ thống xả được kết nối với xi lanh đã đề cập ở phía xả.

Trong một cấu trúc thông thường, động cơ đốt trong có thể được cấu hình là một động cơ 4 kỳ, trong đó hệ thống khí thải dẫn vào hệ thống xả được mở ra bằng cách sử dụng một van xả được bố trí trong xi lanh. Tuy nhiên, trong một cấu trúc thông thường khác, động cơ đốt trong cũng có thể được cấu hình là một động cơ 2 kỳ, trong đó chu kỳ xả được cấu hình như là một phần của kỳ hoạt động thực tế, hệ thống khí thải mở vào hệ thống xả được mở theo phương thức kiểm soát đường rãnh, trong đó pittông ở pha cuối của kỳ hoạt động, trượt đi qua các đường rãnh xả được bố trí trong xi lanh và sau đó mở chúng ra. Trong các động cơ 4 kỳ, một hệ thống van nạp tương ứng thường tương tự như vậy được lắp đặt trên phía nạp khí chính, ngược lại trong động cơ 2 kỳ chức năng này được cung cấp tương tự như vậy dưới dạng các đường rãnh xả được bố trí trong thành xi lanh. Hơn nữa, có hệ thống van dựa trên bàn trượt quay, trong đó các phần ống chéo trong đầu xi lanh được mở và đóng bằng cách quay bàn trượt quay. Hệ thống kiểm soát bàn trượt quay được sử dụng cho cả phương pháp 2 kỳ và phương pháp 4 kỳ. Vì vậy, trong trường hợp của động cơ 2 kỳ, các thuật ngữ "hệ thống van nạp" và "hệ thống van xả" được sử dụng như đại diện trong trường hợp sau đây do đó rõ ràng cũng đề cập đến việc sắp xếp các đường rãnh tương ứng trong thành xi lanh, bằng cách này các chức năng tương ứng của van được tạo ra tương tự với vận hành thực tế trong các động cơ 4 kỳ bằng các van đĩa hoặc bàn trượt quay.

Đối với các động cơ đốt trong hoặc động cơ nhiệt của bất kỳ thiết bị nào (ví dụ bao gồm cả động cơ Stirling, động cơ hơi nước, ...), trong một thời gian nó đã được coi như là mục tiêu cấu hình, nhằm tăng công suất đầu ra sử dụng trên một đơn vị dung tích xi lanh của mỗi xi lanh và/hoặc để tăng hiệu quả/giảm tiêu thụ nhiên liệu cụ thể. Trên cơ sở xem xét các mục tiêu cấu hình, một số thiết kế đã được phát triển để khai thác hoặc khôi phục năng lượng còn lại được tạo thành trong khí thải thoát ra từ xi lanh.

Các thiết kế này bao gồm động cơ nạp kiểu tuabin. Động cơ nạp kiểu tuabin rút entanpy (nhiệt lượng mà hệ trao đổi trong quá trình đẳng áp) từ dòng khí thải và cung cấp nó trở lại động cơ ở dạng nén trong một dòng khí mới. Trên cơ sở xem các đặc tính của thiết bị dòng chảy liên tục, động cơ nạp kiểu tuabin có hiệu quả cao giả định sự hiện diện của một dòng khí xả entanpy liên tục. Sự dao động ngẫu nhiên trong dòng chảy entanpy khí thải càng lớn, hiệu quả của tuabin càng giảm. Điều này có nghĩa rằng, trong thực tế ở động cơ xi lanh, động cơ nạp kiểu tuabin chỉ có hiệu quả tốt trong trường hợp của ba xi lanh hoặc nhiều hơn, chỉ có thể sử dụng trong các động cơ hai xi lanh trong một số trường hợp (tốt nhất là trong trường hợp của một chuỗi đối xứng theo trình tự), và không thể vận hành hiệu quả trong các động cơ xi lanh đơn.

Về nguyên tắc, động cơ đốt trong có dung tích xi lanh nhỏ đòi hỏi đường kính cánh quạt nhỏ trong tuabin và máy nén. Cả hiệu suất tuabin và hiệu suất máy nén giảm đi với đường kính cánh quạt nhỏ, vì bên cạnh những lý do khác khoảng trống mất đi giữa các cánh quạt và khung bị tăng một cách không cân xứng. Các đặc tính phản ứng (hành vi động) của động cơ nạp kiểu tuabin cũng bị tìm thấy là không thuận lợi trong trường hợp của các bước tải trong động cơ đốt trong, từ khi bắt đầu từ một tải trọng thấp (entanpy khí thải thấp), sự tăng dần trong entanpy chảy ngược từ tuabin chỉ gia tốc rotor một cách trì hoãn bởi vì quán khối của chúng, và điều này, trong dạng thời gian chậm turbo, dẫn đến một cách đã biết để áp suất chậm gia tăng về phía máy nén. Hiệu ứng này rõ rệt hơn trong các động cơ có dung tích xi lanh thấp, vì thời điểm hàng loạt quán tính của rotor không giảm nhiều như dòng entanpy khí thải, và rõ rệt hơn trong các động cơ xăng so với động cơ diesel bởi vì sự thoát ra rộng hơn của entanpy khí thải. Do đó, rõ ràng có thể vận hành động cơ định hướng động nhỏ, chẳng hạn như trong các xe và trạm gia nhiệt điện điều khiển mà sử dụng động cơ nạp kiểu tuabin.

Bộ nạp sóng nén có thể tương tự như là một sự thay thế một hệ thống nạp mà giống như bộ động cơ nạp kiểu tuabin, nạp entanpy từ dòng khí thải và cung cấp nó như là sản phẩm nén để không khí đốt cháy bị nạp vào. Bộ nạp sóng nén có động lực học hành vi tốt và tỷ lệ tăng áp cao ngay cả ở tốc độ động cơ thấp. Hệ thống "mở" trao đổi khí giữa

khí thải và không khí mới được tìm thấy là bất lợi ở chỗ bộ nạp phải bị chuyển qua trong quá trình động cơ khởi động để ngăn chặn làm xả khí các mạch ngấn, và cũng không chấp nhận bất cứ điều tiết nào của không khí nạp vào, có nghĩa là bộ nạp không thích hợp cho các động cơ xăng vận hành tự động trong vận hành với tải trọng riêng phần. Các đặc tính âm học cũng là một vấn đề vì sự kết nối trực tiếp của dòng khí thải và đường ống dẫn khí mới. Thể tích và trọng lượng lắp đặt cao và sự cần thiết khiến cho bộ nạp đồng bộ với tốc độ động cơ làm cho bộ nạp sóng nén không kinh tế đối với động cơ xăng có dung tích thấp.

Một lựa chọn thêm nữa để chuyển đổi entanpy khí thải thành sản phẩm hữu ích có thể được tạo thành bằng cách mở rộng các khí thải từ vận hành của xi lanh của động cơ đốt một lần nữa trong một xi lanh giãn nở hơn. Trong số những sáng chế khác, các công bố của Mario Illien và Gerhard Schmitz (<http://www.5-takt-motor.com/de/News.html>) đề cập đến một hệ thống của loại hình này, các cặp hai xi lanh áp suất cao, vận hành trong một phương pháp bốn kỳ và theo cùng một trình tự, để một xi lanh áp suất thấp của một dung tích xi lanh lớn hơn, vận hành ở trục khuỷu lệch 180° . Khi một xi lanh áp suất cao đạt đến điểm chết dưới (BDC) sau 1 kỳ hoạt động, hệ thống xả của chúng mở ống cho xi lanh áp suất thấp, mà ở điểm chết trên (TDC). Do dung tích lớn của xi lanh áp suất thấp, khí hoạt động tràn rộng hơn nữa, mặc dù pittông tăng dần của các xi lanh áp suất cao đang giảm dung tích của nó một lần nữa.

Theo nhiệt động lực học, sự sắp xếp này tăng tỷ lệ giãn nở trong chu kỳ đốt cháy, làm tăng hiệu quả nhiệt động lực học.

Nhược điểm của các hệ thống có một xi lanh áp suất thấp riêng biệt là phụ tải nhiệt cao trên ống tràn trong đầu xi lanh, áp suất khí thải gây sức ép ngược cao hơn trong trường hợp van chồng chéo (van xả khí) của một xi lanh áp suất cao, sự gia tăng đáng kể trong trọng lượng động cơ và không gian lắp đặt cho các xi lanh áp suất thấp, tổn thất ma sát (nhóm pittông bổ sung và ổ trục khuỷu) trong xi lanh áp suất thấp, và thực tế là xi lanh áp suất thấp mà vận hành linh hoạt trong vận hành động cơ hai kỳ được kết hợp với hai xi

lạnh áp suất cao có cùng góc không gian đốt cháy. Các chi phí hệ thống trở nên rất cao. Do đó sự cấu hình này không phù hợp cho các động cơ xi lanh đơn lẻ.

DE 36 25 050 A1, DE 36 25 048 A1, DE 36 25 051 A1, DE 36 25 053 A1, DE 33 18 136 A1 và công bố của Schatz et al, "Tín hiệu xung nạp - một cách tiếp cận mới để nạp động". Hội nghị Quốc tế Hệ thống Động lực Phát triển mới Lần thứ hai, tại Anh năm 1989, đề cập đến một mạch nạp tín hiệu xung khí xả như một thiết kế thay thế hơn nữa để tăng sức mạnh hoặc hiệu quả của một động cơ đốt trong. Bộ nạp tín hiệu xung khí xả chuyển đổi entanpy khí thải từ động cơ đốt thành công nén trong khí mới. Hệ thống này bao gồm một pittông tự do được dẫn trong một xi lanh. Một bên của xi lanh được kết nối với hệ thống xả của động cơ thông qua một ống dẫn cung cấp khí thải; phía bên kia của xi lanh được kết nối với hệ thống nạp. Một lò xo đẩy pittông tự do tại phía bên thái khí dừng trong xi lanh, theo cách mà các pittông tự do khi không được tải với áp suất, làm mất một dung tích tối đa ở phía bên khí mới và do đó là cả một dung tích tối thiểu phía bên thái khí. Pittông tự do không bắt buộc sàng lọc, tập trung ở khí thải của chúng, làm mất thể tích xi lanh khí thải từ một kỳ pittông tự do dành riêng cho ống xả khí thải để chuyển khí thải vào bộ phận giảm thanh, hoặc một van, được điều khiển bằng áp suất khí thải trong bơm nạp khí thải dùng để mở và đóng ống xả khí thải. Mục đích của việc kiểm soát ống xả khí thải sử dụng một van mà di chuyển độc lập của pittông tự do ít nhất trong một phần và được điều khiển bởi khí thải nhằm kéo dài nhất có thể một kỳ giãn nở của pittông tự do. Về phía khí mới, thông qua một van khóa, thể tích xi lanh có thể nạp không khí xung quanh mà được đẩy vào hệ thống nạp của động cơ khi dung tích giảm.

Công bố "Nạp tín hiệu xung- một cách tiếp cận mới đối với việc nạp động" tiết lộ kết quả kiểm tra cho bộ nạp tín hiệu xung khí xả trên động cơ hai xi lanh. Khi van xả ra của xi lanh động cơ mở ra, khí thải đi vào bộ nạp tín hiệu xung khí xả và tăng tốc pittông tự do tạo ra lực lò xo. Khí thải tràn rộng trong bộ nạp tín hiệu xung khí xả cho đến khi màn chắn trong pittông tự do mở ống nén. Các quán khối của pittông tự do cho phép nó tiếp tục trong xi lanh cho đến khi động cơ động lực của nó đã hoàn toàn đạt được thế năng của lò xo và của khí mới được nén bởi pittông tự do trong hệ thống nạp. Như là kết quả

của các vị trí pha đối xứng hỗ trợ nhau của hai xi lanh động cơ, việc mở van xả động cơ của xi lanh động cơ đầu tiên sẽ làm pittông tự do di chuyển ở vị trí pittông TDC, tương ứng với vị trí pittông TDC của động cơ xi lanh thứ hai ngay trước khi van nạp động cơ bị đóng lại, theo cách mà một phần của khí mới hiện đang được nén bằng pittông tự do nhanh chóng bị đẩy vào xi lanh hai dòng ngược từ cuối đầu nạp thông qua hệ thống nạp và tỷ trọng không khí do đó được tăng lên. Lực lò xo và không khí mới bị nén trong hệ thống nạp đẩy pittông tự do trở lại vào vị trí còn lại của chúng, nói cách khác xa như điểm ống xả khí thải dừng tại này. Sau 360 độ trục khuỷu, chu kỳ hoạt động của bộ tín hiệu xung nạp khí xả bắt đầu từ phía trước, nhưng hai xi lanh động cơ trao đổi các chức năng của chúng với bộ nạp tín hiệu xung khí xả.

Trong thử nghiệm, bộ nạp tín hiệu xung khí xả thể hiện động lực học hành vi ở tốc độ động cơ thấp (lên đến khoảng 2000 rpm) và cũng có sự gia tăng hiệu suất không khí. Ở tốc độ quay cao hơn (từ khoảng 3000 rpm) đã không còn bất kỳ sự gia tăng áp suất nạp nào.

Bộ nạp tín hiệu xung khí xả có một số nhược điểm nhiệt động lực học và cơ khí học làm bất lợi đến năng suất và chức năng của nó:

- Thể tích có hại lớn về phía khí thải (kết nối mạch ngắn giữa ống cung cấp khí thải và ống phun khí thải), làm giảm cả áp suất khí thải ngược dòng từ các pittông tự do và áp suất nén cuối cùng trong hệ thống nạp.
- Chiều dài tương đối ngắn của tấm chắn trên pittông tự do mà nhả ra dòng khí thải từ bộ nạp tín hiệu xung khí xả vào bộ phận giảm thanh, chỉ có thể khai thác một phần nhỏ một kỳ của pittông tự do như một kỳ hoạt động cho việc giải nén các khí thải động cơ. Cũng để khai thác năng lượng của mạch tín hiệu xung khí xả, một mặt dung tích cao pittông tự do với dung tích khí của sóng nén khí thải ngăn chặn đáng kể việc chuyển năng lượng từ khí thải đến pittông tự do trong suốt sự phát tín hiệu xung, và do đó sự gia tăng áp suất tăng áp ít đi, như đã được xác nhận trong

các thử nghiệm. Mặt khác, kết nối trực tiếp của đường xả khí thải vào buồng giãn nở của bơm nạp khí thải dẫn đến thêm một sự thất thoát tín hiệu xung do tràn ra.

- Tầm chấn của pittông tự do phải có sự rò rỉ đáng kể khi bị đóng để pittông tự do có thể di chuyển trở lại vào vị trí còn lại của nó sau mỗi chu kỳ vận hành. Việc rò rỉ này tạo thêm thất thoát áp suất và do đó mất mát năng lượng
- Một mặt, việc kiểm soát các ống xả khí thải sử dụng một van được kiểm soát bởi áp suất khí thải và dung tích không thay đổi liên quan đến việc vận hành rất không chính xác thời chuẩn van khí thải (tổn thất ma sát và các đặc tính rung tự nhiên); Mặt khác, việc sử dụng các hệ thống van dự kiến là không thể đạt được một cách xấp xỉ biểu đồ kiểm soát khí thải nhiệt động lực học lý tưởng, trong đó toàn bộ kỳ của pittông tự do được khai thác như một kỳ hoạt động với một ống xả khí thải đóng kín, và ống xả khí thải được mở hoàn toàn khi pittông tự do đang trở về chỗ cũ. Các quán khối hiện có của van và của pittông tự do làm cho biểu đồ kiểm soát khí thải lý tưởng là không thể, vì các khối gia tốc đòi hỏi một dây trễ cho hướng đảo chiều. Cấu hình được đề cập của cơ chế khởi động van dẫn khí thải cho áp suất khí thải riêng có nghĩa rằng thời chuẩn van khí thải thay đổi một cách phản tác dụng khi trọng tải và tốc độ động cơ thay đổi. Đặc biệt, cơ chế khởi động van dẫn khí thải không tác dụng với áp suất khí thải thấp (tải trọng thấp tải, chạy không tải), có nghĩa là bộ nạp tín hiệu xung khí xả cũng không thực hiện bất kỳ hoạt động giãn nở nào, mặc dù entanpy khí thải tương đối cao đối với công việc động cơ cụ thể hiện hữu một cách chính xác trong phạm vi tải trọng một phần trong các động cơ xăng kiểm soát thể tích, vì động cơ có tỷ lệ nén hiệu quả thấp và tỷ lệ giãn nở tương ứng thấp khi giảm tốc độ. Không thể để chồng chéo việc đóng van của ống xả, là bộ phận kiểm soát áp suất và kiểm soát quán khối, đồng thời trên việc đóng van xả động cơ qua tải trọng và mở rộng tốc độ quay xảy ra trong vận hành động cơ. Cụ thể, trong các tài liệu được trích dẫn ở đây, việc đóng van của ống xả dựa trên duy nhất thời gian làm rỗng phía khí thải của bộ nạp tín hiệu xung khí xả, và

không có sự tương quan với vị trí pha hoặc việc đóng các van xả động cơ được tiết lộ.

- Các pittông tự do và lò xo (bao gồm cả lò xo khí hơi trong đường vào) tạo thành một bộ dao động điều hòa, tần số riêng trong số này phụ thuộc vào dung tích chuyển động (pittông, thanh dẫn hướng thẳng và dung tích nửa lò xo) và độ vồng lò xo. Nếu hệ thống này đạt đến tần số riêng của nó, các đỉnh biên độ xảy ra, mà có thể làm pittông tự do đánh vào các điểm dừng trong xi lanh dưới một tốc độ cao. Dung tích cao dự đoán được của các bộ phận chuyển động, mà có thể nặng vài trăm gram, và các lực lò xo yếu cần thiết, mà có thể làm cho các pittông tự do di chuyển thậm chí ở áp suất khí thải tương đối thấp (khoảng 2 bar), làm rõ ràng các tần số riêng của hệ thống vừa đạt được ở tốc độ vận hành động cơ thấp. Do áp suất nạp của bộ nạp tín hiệu xung khí xả giảm nhanh chóng từ 2000 rpm trở lên trong động cơ thử nghiệm đã được mô tả, có thể kết luận rằng các tần số riêng của hệ thống đã bị vượt quá và hệ thống không còn thực hiện kỳ hoạt động đầy đủ. Khi nó vượt quá tần số riêng của nó, các pittông tự do không có thời gian đủ để trở về vị trí còn lại của nó. Từ khoảng 3000 rpm trở lên, áp suất nạp không còn được tạo nên dựa trên các động cơ thử nghiệm đã được mô tả. Có lẽ, các pittông tự do được đặt ở vị trí còn lại tại sự di chuyển pittông một nửa.
- Bởi vì các áp suất khí thải đa dạng và các tỷ lệ hành trình trở lại của lò xo khí hơi thay đổi, hệ thống pittông tự do không được xác định duy nhất liên quan tới tần số riêng và kỳ pittông của nó, và do đó sự va chạm của pittông tự do tại các vị trí cuối của nó trong xi lanh được dự tính.
- Hoặc sự bịt kín của pittông tự do đối với thành xi lanh phải được bố trí một cách không tiếp giáp qua một khoảng trống, theo cách mà sự rò rỉ đáng kể chảy từ phía khí thải về phía khí mới sẽ xảy ra bởi vì các lỗ khoan hình trụ lớn, hoặc các phần tử bịt kín, ví dụ như vòng găng pittông, được sử dụng, cái mà tuy nhiên sẽ yêu cầu bôi trơn và tăng ma sát.

- Toàn bộ dòng khí thải được chuyển thông qua bộ nạp tín hiệu xung khí xả và do đó góp phần vào một phụ tải nhiệt cao trên vỏ nạp và pittông tự do

Một thiết kế thay thế hơn để tăng sức mạnh hoặc hiệu suất của động cơ đốt trong là đặt một quá trình bốc hơi (ORC) ở phía ra. Trong bối cảnh này, để tận dụng entanpy khí thải hoặc nhiệt dư, quá trình hơi gồm các động cơ giãn nở pittông hoặc tuabin được cung cấp, mà vận hành tốt hơn việc sử dụng các chất liệu vận hành hữu cơ điểm sôi thấp (ORC = chu trình hơi nước hữu cơ). Các quá trình này dành riêng để hút nhiệt từ các dòng khí thải qua bộ trao đổi nhiệt. Do sự khác biệt nhiệt độ thấp (hạn chế chất liệu vận hành cơ học) trong một quá trình pha duy nhất, những hiệu suất hiếm khi cao hơn 15%. Các quán tính nhiệt của bộ trao đổi nhiệt và hệ thống đường ngăn chặn động lực học hành vi, và do đó, những hệ thống này không thích hợp để cung cấp đầu ra cơ năng trực tiếp vào các động cơ đốt trong vận hành linh hoạt. Đặc biệt là các chi phí hệ thống cao mà hiện nay là hơn 3000/kW EUR, cản trở việc sử dụng trong các động cơ nhỏ.

Ngoài ra, chuyển đổi năng lượng nhiệt điện sử dụng hiệu ứng Seebeck có thể được cung cấp. Hiệu ứng này mô tả hiệu số điện thế giữa hai khối nhiệt độ khác nhau do sự khác biệt mật độ khí điện tử trong các mạng tinh thể của các khối này. Hiệu số điện thế tăng với sự khác biệt về nhiệt độ giữa các khối, và có thể được sử dụng để tạo một lưu lượng dòng điện. Việc sử dụng khí thải của các động cơ đốt trong, một trong các khối được làm nóng, và các khối còn lại được giữ ở nhiệt độ môi trường xung quanh. Hệ thống vận hành mà không cần bất kỳ thành phần chuyển động nào, và do đó không phải là một bộ máy.

Bản chất kỹ thuật của sáng chế

Mục đích của sáng chế là đề xuất một phương pháp thay thế để vận hành động cơ đốt trong kiểu nói trên mà có thể làm cho, theo cách đặc biệt đơn giản và đáng tin cậy, công suất hữu ích đặc biệt cao của động cơ đốt trong và/hoặc một sự tiêu thụ nhiên liệu

đặc biệt thấp. Sáng chế cũng đề xuất động cơ đốt trong đặc biệt thích hợp cho việc thực hiện phương pháp này.

Liên quan đến phương pháp, mục đích này đạt được theo sáng chế bởi các dấu hiệu kỹ thuật của sáng chế như sau.

Trong đó, trong pha thứ nhất của chu kỳ xả, tín hiệu xung của sóng áp suất khí thải chảy ra khỏi xi lanh được truyền toàn bộ hoặc một phần đến phía chính của bơm nạp khí thải, trước khi khí thải đi qua hệ thống xả trong pha thứ hai của chu trình xả. Chu trình xả xảy ra cụ thể trong đó, ống dẫn dòng chảy phù hợp của sóng khí thải khi van xả được mở, tín hiệu xung của dòng khí thải được truyền hoàn toàn hoặc một phần đến phía chính của bơm nạp khí thải. Trong pha này, khí thải thoát ra nên được ngăn chặn phần lớn. Việc truyền tín hiệu xung mong muốn từ sóng áp suất khí thải đến phía chính của bơm nạp khí thải có thể được đề xuất ở chỗ khí thải trực tiếp đi vào bơm nạp khí thải ít nhất một phần; tuy nhiên việc truyền tín hiệu xung trực tiếp được ưu tiên hơn, trong đó sóng áp suất khí thải chảy ra khỏi xi lanh truyền tín hiệu xung của nó một phần hoặc toàn bộ đến đệm khí đã được đặt trong và hoặc phía dưới thể tích chính của bơm nạp khí thải. Tiếp theo, điều này được áp dụng cho pha thứ hai của chu trình xả, trong đó khí thải chảy đến hệ thống khí thải.

Tổng thời gian của các pha đầu tiên và thứ hai tốt hơn là xấp xỉ tương ứng với tổng thời gian mở của van xả động cơ tương ứng, sự bắt đầu của pha đầu tiên đi kèm việc mở van xả động cơ và kết thúc của pha thứ hai xấp xỉ trùng với việc đóng của van xả động cơ hoặc cũng có thể diễn ra hơi chậm hơn. Pha đầu tiên ngăn làm giảm tổn thất nhiệt vô trong ống xả và bơm nạp khí thải và cùng với việc giảm áp suất sớm trong xi lanh động cơ có thể tạo ra tương ứng một công suất thấp hoặc phản áp suất khí thải thấp trong suốt quá trình thay đổi tải trọng.

Sáng chế dựa trên việc xem xét rằng việc sử dụng các entanpy dư còn mang theo trong khí thải thoát ra từ xi lanh được lựa chọn như là một điểm khởi đầu đặc biệt thích

hợp cho việc gia tăng hiệu quả và/hoặc năng lượng của động cơ đốt trong, khi đi vào vận hành khí thải thoát ra từ xi lanh được đề cập với một áp suất dư tương đối cao, mà có thể được sử dụng cho việc cung cấp thêm công suất hữu ích trước khi khí thải được thải ra môi trường, mà ở áp suất xung quanh.

Các ứng dụng cho bơm nạp khí thải tập trung đặc biệt trong động cơ đốt trong có xi lanh đơn và hai xi lanh, có thể tích xi lanh đơn lẻ tương đối thấp khoảng 50-250 cc. Đối với loại động cơ này, đến nay vẫn chưa có hệ thống kinh tế khả thi để chuyển đổi (thất thoát) năng lượng khí thải thành năng lượng cơ học (đẩy). Bơm nạp khí thải tốt hơn nên vận hành một cách hiệu quả bằng cách sử dụng các điều kiện ràng buộc sau đây về các loại động cơ này, hoặc có các thuộc tính sau:

- Đối với động cơ tốc có độ lên tới 10000 rpm (động cơ hai bánh)
- Chuyển đổi hiệu quả thậm chí còn biến đổi mạnh mẽ trong dòng chảy lưu lượng khí thải (các động cơ xi lanh đơn)
- Tốc độ chuyển giao của khí mới nên gần tương đối với tải trọng và tốc độ quay
- Mang lại phản áp suất khí thải thấp trong chu kỳ trực xuất và trong suốt quá trình thay đổi tải trọng
- Tách hoàn toàn dòng khí thải và dòng khí mới
- Thuộc tính động học tốt (ứng dụng xe)
- Thất thoát (ma sát) thấp sẵn có
- Tính âm học tốt (động cơ hai bánh)
- Các chi phí hệ thống thấp

- Mức bảo trì thấp
- Chịu tải trọng nhiệt thấp nhất có thể
- Thích hợp cho cả động cơ xăng và động cơ diesel và cũng cho cả phương pháp hai kỳ và bốn kỳ

Vì vậy, để đáp ứng các yêu cầu về những biến động entanpy khí thải, động lực học hành vi tốt, dung tích xi lanh thấp và tỷ lệ chuyển giao tương xứng với tốc độ động cơ, bơm nạp khí thải có cấu hình tốt hơn là một máy bơm có một thân chính bơm dao động, cung cấp một chu kỳ hoạt động đồng bộ với sóng áp suất khí thải trong ống xả của xi lanh động cơ được kết nối vào đây.

Tần số vận hành cao của bơm nạp khí thải dùng cho các động cơ tốc độ cao, động lực học hành vi tốt, chia tách các dòng khí thải và dòng khí mới, tổn thất ma sát thấp và các mức phí bảo trì thấp đạt được sao cho thân chính bơm có cấu hình tốt hơn là có thể biến dạng co giãn, tốt hơn là màng ngăn có trọng lượng nhỏ nhất giữa phía khí thải và bên khí mới của bơm nạp khí thải. Một màn ngăn có trọng lượng nhỏ nhất loại này cũng tạo nên truyền năng lượng cao nhất có thể trong trường hợp trao đổi tín hiệu xung từ khí đến màn ngăn, vì về mặt lý thuyết việc chuyển giao năng lượng cực đại xảy ra cho một khối khí giống nhau và màn ngăn. Tốt hơn là, công giãn nở được cung cấp ở phía khí thải của máy bơm khí xả được chuyển qua màn ngăn thành công nén trong thể tích khí mới, mà có thể được giải nén ở nơi khác để tạo ra năng lượng. Tuy nhiên, các chuỗi chuyển động của màn ngăn cũng có thể được khai thác như năng lượng cơ học hoặc chuyển đổi thành năng lượng điện nhờ một máy phát điện.

Tải nhiệt giảm trên bơm nạp khí thải đạt được về phương pháp sao cho khí thải chỉ chảy vào và ra bên phía chính của bơm nạp khí thải thông qua một ống dẫn. Ngược lại với bộ nạp tín hiệu xung khí thải, mà được chảy qua bởi toàn bộ khối khí thải, một mặt chỉ là một "dòng chảy dịch chuyển lớn" có tốc độ dòng chảy thấp hơn nhiều (hệ số truyền nhiệt

thấp) xảy ra trong các bơm nạp khí thải trong chu kỳ hoạt động, và một mặt khác khí thải bị trực xuất từ xi lanh động cơ trong pha thứ hai không được chuyển qua bơm nạp khí thải.

Như là kết quả của chu kỳ xả được chia thành ít nhất hai pha phụ, mà quy định rằng, trong pha phụ đầu tiên, mà có thời gian tương đối ngắn, việc khai thác mong muốn của entanpy khí thải có thể xảy ra, trong khi ở pha phụ thứ hai, mà tốt hơn là có thời gian dài hơn so với giai đoạn đầu tiên, quá trình trao đổi khí và xả khí tiếp theo có thể xảy ra ở mức áp suất thuận lợi của một động cơ hút. Hiệu suất đặc biệt cao, cùng với phức tạp cơ học thấp, vì thế đạt được bằng cấu hình ưu tiên theo sáng chế, trong đó, trong pha phụ thứ hai, khí thải mà được giải nén một phần, từ phía chính của bơm nạp khí thải được cung cấp từ buồng đốt đến hệ thống khí thải cùng với khí thải còn lại. Trong pha này, khí thải cung cấp cho phía chính của bơm nạp khí thải là vì vậy được cung cấp trở lại, theo cách mà có một dòng chảy đến và sau đó trở lại từ, nhưng không qua, trao đổi khí thải đi qua một ống nhánh.

Entanpy rút ra từ khí thải trong bơm nạp khí thải có thể được chuyển đổi trong bất cứ cách mong muốn nào thành công suất hữu hiệu hoặc năng lượng hữu ích trong toàn bộ hệ thống của động cơ đốt trong, ví dụ thông qua các hệ thống thủy lực, hệ thống điện hoặc các hệ thống tương tự. Tuy nhiên, tất cả cách sử dụng đặc biệt thuận lợi và linh hoạt ở trên của entanpy rút ra từ khí thải bằng cách sử dụng bơm nạp khí thải có thể dùng là, trong một cấu hình ưu tiên theo sáng chế, trong bơm nạp khí thải, entanpy của khí thải được cung cấp đến đó ở phía chính được truyền đi toàn bộ hoặc một phần tới dòng khí mới cung cấp thêm trong phía phụ, hoặc entanpy của khí thải, chuyển đổi thành công giãn nở trong bơm nạp khí thải ở phía chính, được chuyển đổi toàn bộ hoặc một phần thành công nén trong một dòng khí mới cung cấp ở phía phụ. Một cách thuận lợi, trong bơm nạp khí thải entanpy rút từ khí thải được chuyển đổi thành công nén trong một dòng khí lạnh được tách kín ra khỏi dòng khí xả. Một luồng khí mới nén có mật độ năng lượng cao cho các khối chuyển động nhỏ, và điều này nhấn mạnh sự phù hợp của nó đối với tần số làm việc cao của các máy bơm nạp khí xả (= tốc độ động cơ cao).

Trong một cấu hình ưu tiên, dòng khí lạnh và/hoặc dòng khí mới, mà đã được nén trong bơm nạp khí thải bởi các công nén được thực hiện trong đó, có thể được cung cấp, trong một thiết kế độc lập của dòng không khí mới của động cơ nhiệt hoặc động cơ đốt trong, đến một máy giãn nở riêng biệt, chẳng hạn như một bộ phận giãn, và được nén trong đó để cung cấp năng lượng. Bằng cách dòng khí mới hoặc dòng không khí lạnh được nén trong bơm nạp khí thải, có thể được tạo ra trong phương án này để cung cấp chất làm việc độc lập của động cơ, mà có thể được sử dụng linh hoạt hơn là một chất làm việc. Ví dụ, có thể nhận thức được để sử dụng chất làm việc này để điều khiển một bộ phận bổ sung, hoặc máy giãn nở, cũng có thể được kết hợp với trục động cơ hoặc trục khuỷu của động cơ đốt trong hoặc động cơ nhiệt, theo cách mà một nguồn năng lượng bổ sung có ích của động cơ đốt trong được tạo ra một cách trực tiếp.

Tuy nhiên, một cấu hình ưu tiên đề xuất là việc rút entanpy từ khí thải trong bơm nạp khí thải được sử dụng để thực hiện công nén cho luồng khí mới chảy vào buồng đốt của xi lanh tương ứng. Kết quả là, entanpy khí thải được sử dụng trực tiếp để nạp dòng khí mới. Vì vậy, để thực hiện điều này đặc biệt thuận lợi, theo một cách đồng bộ với và thích nghi với chu kỳ liên tục trong động cơ đốt trong, khí mới dùng để cung cấp cho buồng đốt của động cơ đốt trong một cách thuận lợi được cung cấp ít nhất một phần cho phía phụ của bơm nạp khí thải, nơi nó được nén và tăng áp theo cách đã nêu trong suốt pha phụ đầu tiên của chu kỳ xả bằng khí thải cung cấp cho bơm nạp khí thải trên phía chính. Khí mới bị nén và tăng áp này sau đó được cung cấp một cách thuận lợi cho một bộ đệm, vị trí hướng xuống từ phía phụ của bơm nạp khí thải ở phía khí, nơi nó được dành riêng để cung cấp cho buồng đốt của xi lanh. Một hệ thống ống hút của xi lanh được đề cập, mà đã có trong mọi trường hợp và thông qua đó khí mới được cung cấp cho buồng đốt trong được đề cập, có thể được sử dụng cho các bộ đệm. Khí mới đã được nén và tăng áp từ trước trong bơm nạp khí thải tốt hơn là được đệm cho đến khi hệ thống kiểm soát nạp của xi lanh được đề cập mở ống dẫn nạp tương ứng và khí mới có thể chảy vào buồng đốt. Cấu hình này, trong đó các dòng khí mới đã được tăng áp trong bơm nạp khí thải được sử dụng để cung cấp động cơ nhiệt với không khí đốt toàn bộ hoặc một phần, quy

định rằng khí mới được tăng áp trong bơm nạp khí thải có thể cung cấp công pittông hoặc công giãn nở trực tiếp tới các động cơ nhiệt bằng cách của một gradien xả khí dương.

Liên quan đến đường ống khí thải, mục đích đã nêu đạt được bởi các dấu hiệu kỹ thuật của sáng chế, và liên quan đến động cơ đốt, mục đích đã nêu đạt được bởi các dấu hiệu kỹ thuật của sáng chế. Đối với vấn đề đó, buồng đốt của xi lanh hoặc mỗi xi lanh tùy trường hợp được kết nối với hệ thống nạp khí thực thông qua một hệ thống van nạp thực trên phía nạp vào và cả đến hệ thống xả và tới phía chính của bơm nạp khí thải thông qua hệ thống van xả thực thông qua bộ chuyển mạch tín hiệu xung trên phía xả.

Kết cấu này của hệ thống khí thải quy định rằng, nhờ bộ chuyển mạch tín hiệu xung, mà tốt hơn là cơ bản hình thành một nhánh đường ống lựa chọn phù hợp về chức năng, trong suốt pha đầu tiên của chu kỳ xả thì tín hiệu xung của sóng áp suất khí thải có thể đưa vào bơm nạp khí thải một cách chọn lọc. Mục đích của bộ chuyển mạch tín hiệu xung là chuyển tín hiệu xung của dòng khí thải một cách hoàn chỉnh nhất có thể vào trong phía chính của bơm nạp khí thải hoặc vào trong đường dẫn nhánh đi lên từ đó khi mà van xả được mở, theo cách mà trong pha đầu tiên của chu kỳ xả thì tín hiệu xung của sóng áp suất khí thải thoát ra từ xi lanh được truyền toàn bộ có thể hoặc ít nhất một phần đến phía chính của bơm nạp khí thải. Trong pha này, sự thoát ra của khí thải vào trong ống dẫn khí thải, mà sẽ có nghĩa là hao tổn tín hiệu xung, cần được ngăn chặn mạnh. Sự truyền tín hiệu xung mong muốn từ sóng áp suất khí thải tới phía chính của bơm nạp khí thải có thể được diễn ra trong đó khí thải đi đến trực tiếp vào trong bơm nạp khí thải ít nhất một phần; tuy nhiên, sự truyền tín hiệu xung gián tiếp được đặc biệt ưu tiên hơn, trong đó sóng áp suất khí thải mà thoát ra từ xi lanh truyền tín hiệu xung của nó một phần hoặc hoàn toàn ở mức có thể tới một đệm khí nằm trong và/hoặc đi lên từ phía chính của bơm nạp khí thải hoặc trong đường dẫn lên đường nhánh bắt nguồn từ đó.

Trong một cấu hình ưu tiên, bộ chuyển mạch tín hiệu xung bao gồm một ống dẫn chính, mà được kết nối với hệ thống van xả trên phía nạp vào và tới phía chính của bơm nạp khí thải trên phía xả, và một ống dẫn khí thải, chia nhánh từ ống dẫn chính đã đề cập

và được kết nối với hệ thống xả trên phía xả. Đường dẫn nhánh mà bao gồm một phần phía xả của ống dẫn chính và nó kết nối bộ chuyển mạch tín hiệu xung với phía chính của bơm nạp khí thải tốt hơn là có một thể tích hoặc hơn một lần, tốt hơn là hơn 1,3 lần, dung tích xi lanh của xi lanh hoặc các xi lanh.

Trong một cấu hình ưu tiên, động cơ đốt trong được cấu hình cho việc sử dụng entanpy khí thải chứa trong khí thải được cung cấp trong bơm nạp khí thải để thực hiện việc nén luồng khí mới. Nhằm mục đích này, bơm nạp khí thải được kết nối một cách thuận lợi với đường dẫn áp suất khí mới và tới ống hút khí mới trên phía phụ, nó có khả năng lấp đầy phía phụ của bơm nạp khí thải bằng khí mới thông qua ống hút khí mới, và đường dẫn áp suất khí mới được cung cấp và cấu hình cho việc chuyển và/hoặc đệm cho việc nén khí mới trong bơm nạp khí thải. Trong phương án ưu tiên thứ nhất, đường dẫn áp suất khí mới được kết nối trên phía hạ lưu của bơm nạp khí thải tới máy giãn nở. Trong một phương án ưu tiên thứ hai, đường dẫn khí mới được kết nối trên phía hạ lưu của bơm nạp khí thải đến một bộ đệm khí mới, mà lần lượt được kết nối trên phía xả tới hệ thống nạp khí của xi lanh được đề cập. Vì thế có thể sử dụng khí mới được nén hoặc tạo áp suất trong bơm nạp khí thải như là khí đốt cho xi lanh được đề cập, theo cách mà entanpy hút từ khí thải trong bơm nạp khí thải có thể được sử dụng trực tiếp theo phương pháp gradient xả khí dương cho việc sử dụng công pittông hoặc công giãn nở trực tiếp tại động cơ đốt trong.

Bơm nạp khí thải, được đề xuất để sử dụng trong động cơ đốt trong được cấu hình theo một trong những phương án đã đề cập, cũng được xem là có tính sáng tạo độc lập liên quan đến cấu trúc của nó. Theo sáng chế, bơm nạp khí thải bao gồm một vỏ đúc áp lực, thể tích bên trong được chia nhỏ bởi các bộ phận phân chia biến dạng co giãn thành các thể tích phụ được phân tách với nhau ở phía khí, một hoặc mỗi bộ phận phân chia phải chịu một lực định vị rơ-le theo cách mà trong trạng thái không áp, thể tích phụ cung cấp cho việc kết nối với hệ thống khí thải của động cơ đốt trong có giá trị tối thiểu liên quan đến tính biến dạng đàn hồi của bộ phận phân chia hoặc mỗi một bộ phận phân chia.

Kết quả của cấu hình này, được đề xuất bởi các phương tiện đặc biệt đơn giản và cách thức đặc biệt đáng tin cậy, là entanpy khí thải có thể được sử dụng chắc chắn trong việc nén dòng khí mới đã được cung cấp. Kết quả của việc phân chia vỏ đúc áp lực tốt hơn là hai thể tích phụ, là để mở rộng thể tích phụ phía chính, mà khí thải được nén được dẫn trực tiếp và hầu như không có thất thoát đến việc ép tương ứng thể tích phụ thứ hai, vì kết quả của vỏ đúc áp lực chung, tổng thể tích phụ không thể thay đổi. Việc giãn nở của khí thải trong thể tích phụ đầu tiên do đó dẫn trực tiếp và hoàn toàn đến việc nén ép tương ứng của khí mới nằm trong thể tích phụ thứ hai. Bộ phận phân chia chịu tác động của lực định vị rô-le đảm bảo rằng ở tình trạng không áp, thể tích phụ đầu tiên được bố trí cho việc nhận khí thải, có thể được giữ ở thể tích tối thiểu, lý tưởng gần như bằng không, theo cách mà thể tích chết có thể được giữ ở mức đặc biệt thấp, ít nhất là trong bơm nạp khí thải.

Bộ phận phân chia của bơm nạp khí thải về nguyên tắc có thể được cấu tạo theo các phương án khác nhau trong khi vẫn giữ những điều kiện ràng buộc đã đề cập. Ví dụ, bộ phận phân chia có thể được cấu hình là một ống thổi hay là một pittông được dẫn tại vỏ đúc áp lực, có thể trong mỗi trường hợp một thành phần lò xo được cung cấp cho lực hồi phục và lực định vị rô-le. Trong số những phương án, cấu hình là một ống thổi có hiệu quả hơn pittông vì việc rò rỉ và tràn phía khí giữa các thể tích phụ có thể chắc chắn được ngăn chặn. Tuy nhiên, với một cấu hình đặc biệt đơn giản và mạnh mẽ, cấu hình ưu tiên đề xuất là bơm nạp khí thải được cấu hình là máy bơm màng chắn. Trong trường hợp này, bộ phận phân chia tạo thành màng chắn của bơm màng chắn. Ví dụ, bơm màng chắn thông thường, cụ thể là không có sự sai lệch của màng chắn, được bộc lộ trong tài liệu sáng chế FR 1 031 061 A hoặc trong tài liệu sáng chế DE 10 03 503 B.

Những hiệu quả đạt được bởi sáng chế cụ thể là, vì việc cung cấp khí thải thoát ra từ xi lanh đến bơm nạp khí thải như chất chính hoặc chất dẫn động bị giới hạn ở pha phụ đầu tiên của chu kỳ xả, và vì việc chuyển dòng được cung cấp sau đó của khí thải và khí thải còn lại, được giải nén ít nhất một phần trên phía chính của bơm nạp khí thải, đến hệ thống xả, việc khai thác rộng và chắc chắn gradient áp suất của entanpy khí thải để làm

tăng hiệu suất hoặc năng lượng của động cơ đốt trong có thể được thực hiện. Việc giải nén nhanh chóng vào lúc bắt đầu của pha thứ hai làm cho sự thất thoát trao đổi khí thấp nhất có thể, giống như một động cơ hút. Điều này là có thể với thiết bị có độ phức tạp thấp và độ đảm bảo cao.

Thêm nữa, động cơ đốt trong được cấu hình theo các thiết kế đã nêu có các đặc tính có lợi sau đây:

- Các dòng entanpy khí thải gián đoạn, chẳng hạn xảy ra trong động cơ xi lanh đơn, có thể chắc chắn được chuyển đổi thành nén trong dòng khí lạnh.
- Thiết kế cũng đặc biệt phù hợp với các động cơ nhỏ (ví dụ như động cơ có dung tích xi lanh $\leq 250\text{cc}$) và lưu lượng khí thải thấp tương ứng.
- Động lực học hành vi cực tốt có thể đạt được, cụ thể bao gồm trong các phạm vi tải từng phần (ví dụ cho động cơ xe).
- Tốc độ chuyển giao của dòng khí lạnh xấp xỉ tỷ lệ với tốc độ động cơ.
- Có thể tách kín khí thải và khí mới.
- Chỉ một phản áp suất khí thải tương đối thấp được xảy ra.
- Chỉ một sự thất thoát năng lượng bên trong thấp được xảy ra.
- Chi phí hệ thống tương đối thấp vì cấu trúc đơn giản và hệ thống điều khiển có thể được cấu tạo một cách thụ động.
- Có thể kết nối với các thiết kế động cơ hiện có.
- Có thể đạt được đặc tính âm tốt.

- Thiết kế được áp dụng cho cả động cơ xăng và động cơ diesel và cũng cho cả động cơ đốt trong vận hành bốn kỳ hoặc hai kỳ.

Động cơ đốt trong được lắp đặt theo cách này có thể đặc biệt được cấu hình là một động cơ đốt trong xi lanh đơn có công suất xi lanh thấp, trong đó hiệu suất cao có thể đạt được. Các động cơ loại này, thường được cấu hình là các động cơ xăng bốn kỳ hút tự do, được sản xuất trên toàn thế giới trên quy mô lớn, ví dụ cho xe hai bánh (dung tích xi lanh 50-250 cc), động cơ công nghiệp (bao gồm cả động cơ diesel) cho máy phát điện, máy bơm, ... và các trạm gia nhiệt (mini). Trong động cơ xe chở khách, bơm nạp khí thải cũng có thể được sử dụng làm bộ nạp duy nhất hoặc hoạt động như một máy nén hai pha trong chuỗi với tăng áp. Trong trường hợp này, bơm nạp khí thải thuận lợi hình thành pha đầu tiên, từ đó một máy nạp kiểu tuabin được định vị dòng chảy xuống ở phía tuabin và ở phía máy nén.

Những hiệu quả đạt được theo sáng chế bao gồm thêm, như một kết quả việc khai thác theo mục đích mong muốn của entanpy chứa trong sóng áp suất khí thải, đặc biệt là kết quả của việc truyền theo mục đích mong muốn của tín hiệu xung sóng áp suất khí thải đến phía chính của bơm nạp khí thải bằng thiết bị chuyển mạch, việc nén bổ sung các dòng khí mới đạt được và việc khai thác các tín hiệu xung để tăng hiệu suất và/hoặc năng lượng có thể đạt được. Cụ thể, nó có thể chuyển đổi động năng chứa trong các tín hiệu xung áp suất rời rạc của khí một cách trực tiếp hoặc gián tiếp thành năng lượng cơ học có ích bằng cách sử dụng bơm nạp khí thải để tăng hiệu suất. Cụ thể, theo cách này, các dòng khí thải đã được tín hiệu xung, chẳng hạn xảy ra trong các hệ thống xả của động cơ đốt trong, hoặc các luồng hơi nước, có nguồn gốc từ quá trình hơi nước hoặc các máy phát hơi nước hay xảy ra trong động cơ nhiệt nói chung, có thể được khai thác.

Mô tả vắn tắt các hình vẽ

Một phương án của sáng chế được mô tả chi tiết hơn với việc tham chiếu đến các hình vẽ, trong đó:

Hình 1 là sơ đồ một động cơ đốt trong,

Hình 2a - 2e là hình chiếu mặt cắt dọc của một thiết bị chuyển mạch tín hiệu xung dùng cho động cơ đốt trong của hình 1,

Hình 3 - 4 là sơ đồ động cơ đốt trong của các phương án thay thế,

Hình 5 là sơ đồ động cơ đốt trong 2 kỳ,

Hình 6 là hình chiếu mặt cắt ngang của một bơm nạp khí thải, và

Hình 7 - 9 là hình chiếu mặt cắt ngang của bơm nạp khí thải của một cấu hình thay thế.

Các chi tiết giống nhau được cung cấp với các số tham chiếu giống nhau trong toàn bộ các hình vẽ.

Mô tả chi tiết sáng chế

Động cơ đốt trong 1 thể hiện dưới dạng biểu đồ trong Hình 1 được cấu hình dùng cho phương pháp 4 kỳ. Nó bao gồm nhiều xi lanh 2, chỉ có một trong số chúng được minh họa trong Hình 1 và trong mỗi xi lanh trong số này một pittông công tác 4 được điều khiển. Pittông công tác 4 hoạt động trên trục khuỷu 8 thông qua thanh truyền pittông 6. Tùy thuộc vào cấu hình và cấu trúc của động cơ đốt trong 1, pittông công tác hoặc các pittông công tác 4 của phần lớn hoặc tất cả các xi lanh 2 cũng có thể hoạt động trên trục khuỷu chung 8.

Theo cách thông thường, buồng đốt 10, trong đó một hỗn hợp nhiên liệu-không khí nén được đốt cháy trong chu kỳ hoạt động của xi lanh 2, nằm trong xi lanh 2. Phản ứng cho điều này, các pittông công tác 4 được bố trí có thể di chuyển trong xi lanh 2 thực hiện một kỳ hoạt động, điều khiển trục khuỷu 8 để cung cấp năng lượng. Sau khi kỳ hoạt động được hoàn thành, nói cách khác sau sự giãn nở hoàn toàn của khí đốt trong xi lanh 2 và

khi đạt điểm chết dưới (BDC), khí đốt được cung cấp cho hệ thống ống xả 12, kết nối với các xi lanh 2 ở phía xả, như khí thải trong chu kỳ xả của xi lanh đã đề cập.

Nhằm trao đổi khí cần thiết cho hoạt động của xi lanh 2, buồng đốt 10 được kết nối ở phía nạp khí với hệ thống nạp 14 và ở phía xả với hệ thống xả 12. Để kiểm soát sự trao đổi khí trong buồng đốt 10, một mặt, buồng đốt 10 có thể bị chặn khỏi hệ thống nạp khí 14 bằng hệ thống van nạp 16, mà được cấu hình như van nạp 18 trong phương án ở Hình 1. Mặt khác, buồng đốt 10 có thể bị chặn khỏi ống thải 20 dẫn đến hệ thống xả 12 bằng hệ thống van xả 22, được cấu hình như van xả 24 trong phương án ở Hình 1.

Động cơ đốt trong 1 được cấu hình một cách chọn lọc để công suất đặc thù cao và/hoặc hiệu quả đặc biệt cao và do đó mức tiêu thụ nhiên liệu đặc thù thấp. Nhằm mục đích này, được cung cấp ít nhất một phần entanpy khí thải, nói cách khác thực tế không được sử dụng, được rút ra từ khí thải nhiệt độ cao thoát ra từ buồng đốt 10 trong chu kỳ xả của xi lanh 2 được đề cập, để chuyển đổi thành năng lượng điều khiển cơ học và/hoặc việc gia tăng nồng độ khí mới cho việc tăng áp suất, để tăng hiệu quả. Điều này nhằm đạt được trong đó tín hiệu xung được rút ra nhiều nhất có thể từ các sóng áp suất khí thải thoát ra từ buồng đốt 10 trong suốt chu kỳ xả và truyền khí mới chảy vào buồng đốt 10 cho việc điều áp.

Nhằm thực hiện điều này, đường khí thải 20 được thực hiện phân nhánh. Vì mục đích này, bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 được kết nối với đường ống xả khí 20, và được kết nối ở phía nạp vào đến hệ thống van xả 22 và ở phía xả với phía chính của bơm nạp khí thải 30 thông qua đường nhánh 28 và đường khí thải 32 dẫn đến hệ thống ống xả 12. Buồng đốt 10 này được kết nối với hệ thống ống xả 12 và phía chính của bơm nạp khí thải 30 ở phía xả thông qua hệ thống van xả 22 và thông qua bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26.

Kết quả của thiết lập này, trong phương án của Hình 1 entanpy rút ra từ bơm nạp khí thải 30 được sử dụng để nén và việc điều áp sau đó của dòng khí lạnh cung cấp cho

bơm nạp khí thải 30 trên phía phụ, đặc biệt trong phương án này cho dòng khí mới được cung cấp để bổ sung cho buồng đốt 10. Theo đó, trong phương án của Hình 1, bơm nạp khí thải 30 được kết nối trên phía phụ với đường dẫn khí mới 36, đi qua một bộ phận làm mát khí nạp 38 và nằm trên phía xả được kết nối với buồng đốt 10 của xi lanh 2 bằng cách chặn thông qua hệ thống van nạp 16.

Trong phương án của Hình 1, xi lanh 2 của động cơ đốt trong 1 cho thấy tại thời điểm khi pittông công tác 4 đặt tại điểm chết dưới (BDC) và chu kỳ xả của xi lanh 2 bắt đầu. Van xả 24 bắt đầu mở. Khi van xả 24 mở, khí thải vẫn chịu áp suất thoát ra khỏi buồng đốt 10 của xi lanh 2 vào ống xả hay đường ống thải 20. Khi áp suất còn lại của khí thải trong xi lanh 2 thường là khoảng 2 đến 8 bar, và có các đối áp khí thải trung bình xấp xỉ khoảng 1,1-1,6 bar trong ống xả, các dòng khí thải đi qua van xả 24 với tốc độ của âm thanh là kết quả một tỷ lệ áp suất trên tới hạn. Vì nhiệt độ cao của khí thải, thông thường nằm trong khoảng 350 và 1150° C, tốc độ âm thanh cho khí thải đạt giá trị lên đến 1000m/s. Tín hiệu xung ($p = m \cdot v$) của sóng áp suất khí thải, để sử dụng một cách có mục tiêu cho việc tăng hiệu quả và / hoặc công suất trong hệ thống hiện tại, là cao tương ứng.

Tùy thuộc vào tốc độ của động cơ và cấu hình của dẫn động van động cơ, thời gian truyền của sóng áp suất khí thải năng lượng cao xấp xỉ khoảng 10-50 độ trục khuỷu. Các dòng sóng áp suất khí thải thông qua bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26, thuận lợi tạo thành điểm ống phân nhánh. Bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 có ống chính 40, kết nối bên phía nạp với hệ thống van xả 22 và bên phía xả với phía chính của bơm nạp khí thải 30, và từ đó ống khí thải 42 được chia nhánh, mà mở trên phía xả vào trong đường khí thải 32 và được kết nối qua đó đến hệ thống xả 12. Ống chính 40 sau đó mở vào đường nhánh 28 dẫn đến bơm nạp khí thải 30, trong khi ống khí thải 42 dẫn đến hệ thống xả 12 thông qua đó khí thải thoát ra ngoài không khí môi trường.

Bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 có mục đích dẫn các tín hiệu xung của dòng khí thải vào đường nhánh 28 hết mức có thể khi mà van xả 24 được mở, như là một cách mà

trong pha đầu tiên của chu kỳ xả của sóng áp suất khí thải thoát ra từ xi lanh 2 được truyền hết mức có thể hay ít nhất một phần tới phía chính của bơm nạp khí thải 30. Trong pha này, dòng khí thải thoát vào ống dẫn khí thải 42, dẫn đến mất tín hiệu xung, cần được ngăn chặn lớn. Việc truyền tín hiệu xung như mong muốn từ sóng áp suất khí thải tới phía chính của bơm nạp khí thải 30 có thể được cung cấp trong đó khí thải đến trực tiếp trong bơm nạp khí thải 30 ít nhất theo phần; tuy nhiên, sự truyền tín hiệu xung gián tiếp được đặc biệt ưu tiên, trong đó sóng áp suất khí thải thoát ra từ xi lanh 2 truyền các tín hiệu xung này một phần hoặc hoàn toàn có thể đến cột khí đã nằm trong đường nhánh 28, truyền nó vào bơm nạp khí thải 30.

Trong bơm nạp khí thải 30, tín hiệu xung (được đưa vào trực tiếp hoặc gián tiếp) của dòng khí thải đến màn chắn đàn hồi trung gian 44 được cung cấp giữa phía chính và phía phụ như là bộ phận phân chia 44, và làm biến dạng nó bằng việc truyền tín hiệu xung. Dung tích chuyển động của màn chắn đàn hồi trung gian 44 là tốt hơn so sánh với dung tích của cột khí thải có gia tốc, nên để truyền động năng ($1/2 m_{\text{wall}} \cdot v_{\text{wall}}^2$) tới mức có thể đến màn chắn đàn hồi trung gian 44 trong suốt quá trình truyền tín hiệu xung ($m_{\text{gas}} \cdot v_{\text{gas}} = m_{\text{wall}} \cdot v_{\text{wall}}$). Khí xuất hiện ở phía chính của bơm áp suất khí thải 30 sau đó giãn nở trong khối khí tăng chính 46 của bơm nạp khí thải 30. Cùng thời điểm này, trên mặt đối diện của vách đàn hồi trung gian 44, khí mới được được nén trong khối giảm phụ hay khí mới 48, kết nối với đường dẫn khí mới 36, trong bơm nạp khí thải 30. Do đó, trong bơm nạp khí thải 30, entanpy của khí thải chuyển đổi thành công giãn nở trên phía chính và được chuyển thành năng lượng nén của khí mới dẫn vào trong đường dẫn khí mới 36 bên phía phụ.

Nhằm mục đích này, bơm nạp khí thải 30 phải được cấu hình phù hợp, ví dụ như một bơm xi phong hoặc tương tự. Tuy nhiên, cấu hình của bơm nạp khí thải 30 giống như một bơm màng có màn chắn đàn hồi trung gian 44 đóng vai trò như một màng nên được coi là đặc biệt thuận lợi, sáng tạo độc lập và được cung cấp trong phương án này. Trong thiết bị bơm kể trên, khí thải được giảm áp bởi biến dạng của màng mà màng này phân tách hai khối khí thải và khí mới với nhau trong một phương pháp kín khí. Trong trạng

thái không áp suất, thể tích trên phía khí thải hoặc phía chính của bơm nạp khí thải 30 là tại mức nhỏ nhất, và thể tích trên phía khí mới theo này là ở mức tối đa. Dung tích cực thấp của màng làm cho có thể có một thay đổi một cách nhanh chóng thể tích trong bơm khí thải 30 và theo này một sự giảm áp nhanh chóng của khí thải trong một vài độ trục khuỷu, theo cách mà pha đầu tiên của chu kỳ xả, được cung cấp cho việc chuyển đổi entanpy của khí thải, được chuyển đổi thành công giãn nở trên phía chính, vào năng lượng nén của khí mới dẫn đến phía phụ trong đường dẫn khí mới 36, có thể được giữ ở mức gần tương ứng.

Sau đó, theo sau pha thứ hai của chu kỳ xả, mà trong đó khí thải chảy vào hệ thống xả khí 12. Sau sự biến dạng của màn chắn đàn hồi trung gian 44, nó được di chuyển trở lại vị trí ban đầu này bởi một lực phục hồi và di chuyển khí thải hay khối khí nằm trong đường nhánh 28 trở lại bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 thông qua đường nhánh 28, để từ đó khí ga đi vào ống dẫn khí thải 42. Tương tự như vậy, pittông 4 sẽ đẩy khí thải vẫn có mặt trong xi lanh 2 từ xi lanh đã nhắc đến vào trong ống dẫn khí thải 42 thông qua đường ống dẫn khí thải 20 và bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26. Ngược lại, trong suốt quá trình nén khí mới được đẩy ra khỏi bơm nạp khí thải 30, bởi một van khóa được cung cấp trong đó, vào trong đường dẫn khí mới 36 và cấu hình như một đường lưu giữ áp suất, nơi mà nó giữ nguyên đến tận van nạp 18 và một van bổ sung được cung cấp tùy chọn được mở ra. Đường dẫn khí mới 36 có thể do đó được coi như một bộ đệm, đến này khí mới nén trong bơm nạp khí thải 30 được cung cấp và nó được dành cho việc cung cấp cho buồng đốt 10 của xi lanh 2.

Đường dẫn nhánh 28 giữa bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 và bơm nạp khí thải 30 có xu hướng hút vào như một tín hiệu xung nhẹ ở mức có thể từ sóng áp suất khí thải, cho một sự truyền tín hiệu xung đặc biệt cao tới phía phụ của bơm nạp khí thải 30, dẫn đến tổn thất dòng chảy thấp. Vì vậy, các đường cong tốt hơn tránh phần lớn trong phân đoạn của đường dẫn này, hoặc nếu sự có mặt được tạo thành với đường cong bán kính lớn (tốt hơn là $r \geq 3$ lần đường kính ống). Đoạn dòng chảy qua đường nhánh 28 được lựa chọn một cách thuận tiện ít nhất có độ lớn như của ống dẫn xả, hoặc có thể thậm chí lớn hơn tới

100% đề cho tồn thấp áp suất thấp. Trước khi đi vào bơm nạp khí thải 30, đường dẫn nhánh 28 có thể bị siết lại liên tiếp ở nhiều vùng, điều này nhằm tăng tốc độ khí và theo sau là tín hiệu xung của các khối khí đang chảy.

Động cơ đốt trong 1 có thể được cấu hình theo cách mà khí thải thoát ra từ xi lanh 2 trong pha đầu tiên của chu kỳ xả đến trực tiếp trong khối khí chính 46 của bơm nạp khí thải 30. Một cách đặc biệt thuận lợi, tuy nhiên, để tách nhiệt bơm nạp khí thải 30 từ các thành phần mang khí nóng, hệ thống này được cấu hình cho việc truyền tín hiệu xung gián tiếp, trong đó, trong pha đầu tiên của chu kỳ xả, tín hiệu xung của sóng áp suất khí thải thoát ra từ xi lanh 2 được truyền toàn bộ hay một phần đến một đệm khí nằm sẵn trong khối khí chính 46 của bơm nạp khí thải 30, theo cách mà nó có thể tiếp tục được giải áp để cung cấp năng lượng. Đường dẫn nhánh 28 và khí thải hoặc khối khí chính 46 của bơm nạp khí thải 30 là sau đó khí thải không được chảy qua như vậy, nhưng thay vào này chỉ đơn thuần là dòng chuyển vị. Dung tích khí mà chảy vào phân đoạn dưới của đường này từ bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 sau đó chảy ngược lại trên cùng một con đường. Trong đường dẫn nhánh 28, sau mỗi sự truyền tín hiệu xung đến bơm nạp khí thải 30, một cột khí nhiều hay ít thay đổi hơn được giữ nguyên, áp suất của nó mà ở mức áp suất của phản áp khí thải (1,1-1,6 bar) của hệ thống khí thải, và nhiệt độ của chúng thấp hơn nhiều so với nhiệt độ khí thải khi van xả khí 24 được mở, khối khí được làm mát bắt đầu được di chuyển vào bơm nạp khí thải 30, và chỉ ngay sau đó và đến một phạm vi nhỏ hơn làm khí thải từ chu kỳ đốt trực tiếp chảy thêm vào.

Tốt hơn cho mục đích này, thể tích của đường dẫn nhánh 28 được lựa chọn ít nhất đủ lớn mà để nó tương ứng với sự giãn nở hoặc thể tích khí chính 46 trong bơm nạp khí thải 30, tính đến áp suất nén trong bơm nạp khí thải 30. Để thiết đặt thể tích mong muốn, cho một đoạn đường dẫn qua được xác định trước, chiều dài của đường dẫn nhánh được lựa chọn một cách thuận lợi phù hợp. Như kết quả của việc lựa chọn thể tích phù hợp, phần lớn cột khí thải giống nhau được di chuyển qua lại nhiều lần giữa bơm nạp khí thải 30 và đường dẫn nhánh 28. Điều này làm nó có khả năng tách bơm nạp khí thải 30 phần lớn theo nhiệt độ khối khí thải động cơ nhiệt độ cao và do đó chủ yếu để giảm tải nhiệt

trên các thành phần, Hơn nữa, sự truyền nhiệt trong bơm nạp khí thải 30 từ phía khí thải đến phía khí mới có thể dẫn tới giảm đáng kể. Ví dụ, giả sử dung tích xi lanh của động cơ và thể tích giãn nở như nhau trong bơm nạp khí thải 30 (và tính $p_1/p_2 = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma}$), tại áp suất nén trong bơm nạp khí thải 30 là 1,5 bar, một thể tích trong đường dẫn nhánh 28 của ít nhất 1 lần, đặc biệt tốt hơn là ít nhất 1,35 lần dung tích xi lanh của động cơ là đặc biệt thuận lợi, theo cách mà một lượng khí còn tồn tại đệm cho một khối khí chỉ được di chuyển từ đường dẫn nhánh 28 vào trong thể tích khí chính 46 của bơm khí thải 30.

Ngược lại, tại áp suất nén là 2 bar trong bơm nạp khí thải 30, một thể tích bằng 1,64 lần dung tích xi lanh của động cơ sẽ được ưu tiên đặc biệt hơn cho đường dẫn nhánh 28. Tùy thuộc vào tỷ lệ của dung tích xi lanh động cơ với thể tích giãn nở và áp suất nén của bơm nạp khí thải 30, một thể tích tối thiểu của đường dẫn nhánh 28 giữa khoảng 1 và 2 lần dung tích xi lanh động cơ nên được coi là đặc biệt thuận lợi, như vậy, trong khả năng có thể, không để cho bất kỳ khối khí thải nóng nào đi vào bơm nạp khí thải 30 một cách trực tiếp trong suốt quá trình nén đột ngột.

Tuy nhiên, thể tích tối thiểu đầy của đường dẫn nhánh 28, mà thuận lợi cho việc cách nhiệt, làm giảm năng lượng động năng khí thải ($E_{kin} = \frac{1}{2}mv^2$) như là kết quả của tổn thất do lực ma sát trong ống (giảm theo tốc độ) và trong sự kết nối với điều này cũng với tín hiệu xung ($I=mv$) của sóng áp suất, theo cách mà thể tích hoặc chiều dài của đường dẫn nhánh 28, vì các lý do về dòng chảy cơ học, nên tốt hơn là không làm lớn hơn kích thước cần thiết cho quá trình tách nhiệt của bơm nạp khí thải 30. Tuy nhiên, trong một số trường hợp nó có thể thích hợp để tăng dung tích khí trong đường dẫn nhánh 28 bằng cách một vùng rộng hơn về thể tích hoặc độ dài của đường dẫn này, để mang các giá trị dung tích của cột khí có gia tốc và thành phần chia chuyển động gần với nhau hơn. Trong một cấu hình thuận lợi bổ sung, các đường dẫn nhánh 28 có thể được làm mát trực tiếp hoặc gián tiếp, để đẩy mạnh việc giảm nhiệt độ của cột khí còn lại. Việc làm mát có thể được thực hiện bằng làm mát không khí hoặc làm mát bằng chất lỏng, dưới dạng thái nhiệt bởi bức xạ, làm mát đối lưu hoặc sự luân chuyển dòng bởi tác dụng lực.

Hiệu quả của việc tách nhiệt khỏi bơm nạp khí thải 30 là có thể được thực hiện một phần hoặc thậm chí hoàn toàn bằng nguyên liệu dẻo, theo cách mà độ linh hoạt cao có thể được cung cấp trong khi chi phí sản xuất vẫn giữ ở mức thấp. Chất nhiệt dẻo, có thể được sản xuất với chi phí hiệu quả bằng cách đúc phun ép, có trọng lượng thấp và có các tính chất âm học tốt, được đặc biệt ưu tiên cung cấp cho các thành phần thân máy. Màn chắn đàn hồi trung gian 44 tốt hơn là cũng được làm từ chất liệu dẻo (chất dẻo nhiệt, chất rắn nhiệt, cao su, ...), tăng cường sử dụng chất liệu dạng sợi chịu lực xé là thuận lợi. Các sợi được đặt một cách thuận lợi theo hai chiều ít nhất một lần.

Vì sóng áp suất khí thải được phản xạ ít nhất một phần vào màn chắn đàn hồi trung gian 44 trong bơm nạp khí thải 30, sóng áp suất khí thải truyền nhiều hơn một tín hiệu xung đơn tới màn chắn đàn hồi trung gian 44.

Về phần chức năng, bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 tốt hơn là tạo một điểm phân nhánh đường ống, và có hiệu quả là nó không có các thành phần chuyển động và do đó có thể đặc biệt bền và bảo trì thấp. Nó được cấu hình một cách cơ bản để truyền tín hiệu xung khí xả đến tại phía nạp vào tới đường dẫn nhánh 28 và tới đệm khí đặt tùy chọn trong đó với tổn thất ít nhất có thể hoặc thấp. Như có thể thấy từ các phương án của Hình 2a - 2e, cho mục đích là bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 có thể được tạo thành như một điểm phân nhánh ống ở dạng đã biết hoặc một ống chữ T, ống chữ Y hoặc bơm phun, ở đây mà ống dẫn chính 40 (đặc trưng bởi hướng dòng chảy chính được chỉ thị bởi mũi tên 60 cho tín hiệu xung khí xả) kết nối với vùng dòng vào 62 của khí thải, mà được kết nối với hệ thống van xả 22, đến đường dẫn nhánh 28 dẫn đến bơm nạp khí thải 30 trong một đường thẳng nhất có thể (ví dụ của hình 2a - 2d) hoặc theo dạng hơi cong (ví dụ về Hình 2e). Ống dẫn khí thải 42, thông qua đó khí thải chảy đến hệ thống xả 12 như được chỉ thị bởi mũi tên 64 trong pha thứ hai của chu kỳ xả, phân nhánh từ ống dẫn chính 40. Đường ống tốt hơn là được cấu hình theo cách mà các thất thoát tín hiệu xung cho tín hiệu xung khí xả đến trong khu vực của bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 được giữ ở mức đặc biệt thấp.

Sóng áp suất khí thải, mà chuyển qua từ ống xả của động cơ vào trong bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26, đặc biệt tốt hơn là nên được đi qua bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 đến bơm nạp khí thải 30 với thất thoát năng lượng nhỏ nhất có thể. Theo phương trình Bernoulli ($p + 1/2\rho v^2 = \text{const.}$), nó có nghĩa là áp suất tĩnh trong ống chính 40 trong bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 theo hướng của ống khí thải 42 tốt nhất là nên bằng áp suất tĩnh trong ống dẫn khí thải 42. Mục tiêu cấu hình này tốt hơn là xấp xỉ đạt được bằng cách của một dòng chảy thẳng trong ống dẫn chính 40 không vào đoạn dòng chảy cắt ngang. Ống dẫn khí thải 42 đến hệ thống xả 12 tốt hơn là được gắn với bộ chuyển mạch tín hiệu xung ở hướng bên. Cũng như sự mở vuông góc của ống dẫn khí thải 42 và bộ chuyển đổi tín hiệu xung 26, như thể hiện ở Hình 2b, các sắp xếp lệch (kiểu nghiêng mặt sau như trong Hình 2a hoặc kiểu nghiêng mặt trước như trong Hình 2c) cũng có thể được. Ngược lại, 2d thể hiện sự sắp xếp của ống dẫn khí thải 42 xung quanh ống dẫn chính 40 trong dạng của một ống hình khuyên 66. Cấu trúc này là tương đồng với hệ thống này ở một máy bơm phun.

Hình 2e thể hiện một phương án của bộ chuyển đổi tín hiệu xung 26 với một ống dẫn cong chính 40. Trong sắp xếp này, trong một cấu hình thuận lợi, ống dẫn khí thải 42 mở ra bên trong độ cong của ống dẫn chính 40, kể từ lúc tốc độ khí là thấp nhất trong khu vực này của thành ống và hướng tín hiệu xung của sóng áp suất khí thải tiếp xúc phần lớn tiếp tuyến với ống mở của ống dẫn khí thải 42. Về nguyên tắc, cho sự điều khiển dòng trong bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26, các tấm hoặc các màn định hướng bổ sung có thể được gắn vào, như vậy để giảm dòng trực tiếp của tín hiệu xung ở sóng áp suất khí thải vào trong ống dẫn khí thải 42 hoặc như vậy để thúc đẩy sự cân bằng giữa áp suất trì trệ và áp suất tĩnh tại ống dẫn khí thải 42.

Để giữ cho các thất thoát trên đường dẫn của sóng áp suất khí thải thấp nhất có thể, bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 được đặt một cách thuận lợi gần nhất có thể với ống dẫn xả của động cơ hoặc van xả 24. Đặc biệt tốt hơn là, bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 được đặt trực tiếp tại ống dẫn xả ở đầu xi lanh của động cơ đốt trong, đặc biệt như là

thành phần đầu tiên của hệ thống khí thải, hoặc thậm chí đặt trực tiếp trong phần đầu xi lanh nhờ một cấu hình tích hợp.

Trong phương án này, một dạng cấu hình được thể hiện trong đó một bộ chuyển mạch tín hiệu xung độc lập 26 và phù hợp với một bơm phun điện tích khí thải độc lập 30 được gán cho một xi lanh đơn 2. Ngoài ra, tuy nhiên, đa số các xi lanh 2 hoặc các ống dẫn xả từ đó có thể được kết nối với một bộ chuyển đổi tín hiệu xung chung 26, và sau đó điều khiển một bơm nạp khí thải 30 được chia sẻ bởi các xi lanh 2 ở một chu kỳ tần số tăng tương ứng, đường dẫn khí mới 36 được kết nối với van nạp 16 của một hay nhiều xi lanh 2, cùng với bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 đã chuyển đổi tương ứng, hoạt động trên một bơm nạp khí thải 30, trong đó đường dẫn nhánh tương ứng 28 được kết hợp ngay trước khi vào bơm nạp khí thải 30.

Đường dẫn khí mới 36, được cấu hình như một đường lưu giữ áp suất, có một ảnh hưởng đáng kể, bằng các khối lưu trữ của chúng, trên sự gia tăng áp suất trong dòng khí mới (pha hút) đi vào xi lanh 2. Liên quan đến thể tích kỳ của xi lanh 2, thể tích lưu trữ lớn dẫn đến trong một cái nhỏ hơn nhưng áp suất xả khí xấp xỉ không đổi với pittông hoạt động thấp và mức nạp cao. Ngược lại, một thể tích lưu trữ nhỏ, kèm theo sự điều áp cao, tiến đến công hoạt động pittông tăng và mức nạp liệu thấp. Một thể tích lưu trữ của đường dẫn khí mới 36 mà được chỉnh sang trạng thái tải của động cơ hoặc là lượng có thể thay đổi thuận lợi cho việc sử dụng hiệu quả năng lượng khí thải thể tích lưu trữ tương đối nhỏ nhất tốt hơn là được cung cấp cho việc tải một phần và những thể tích lưu trữ tương đối lớn tốt hơn là được cung cấp cho việc tải hoàn toàn. Để tạo ra một thể tích lưu trữ của đường dẫn khí mới 36 thay đổi hoặc có thể điều chỉnh tương ứng, trong một cấu hình được ưu tiên, tương ứng với các yếu tố điều chỉnh, ví dụ trong cách thức của các bộ phận bất động phù hợp, có thể được cung cấp trong hoặc trên đường dẫn khí mới 36.

Thay vì nén một thể tích khí, thành co giãn trung gian 44 của bơm nạp khí thải 30 có thể cũng điều khiển các máy phát năng lượng trực tiếp (dạng xoay hoặc thẳng), các

bơm hoặc các máy tương tự thông qua các yếu tố khớp nối cơ khí như các thanh đẩy, thoi đẩy, hệ dẫn động qua trục khuỷu,

Trong phương án của Hình 1, đường dẫn khí mới 36, mà bơm nạp khí thải 30 được kết nối với nó trên phía phụ, bao gồm một ống hút khí mới 70, mà được cung cấp với van 72, mà chỉ làm cho nó có thể để dòng khí mới chảy vào phía phụ của bơm nạp khí thải 30 và ngăn chặn các dòng chảy ngược. Van 72 có thể được cấu hình phù hợp ví dụ như một van chặn. Trên phía khí mới hoặc phía phụ của bơm nạp khí thải 30, một ống áp suất khí mới 74, mà vào trong đó là khí mới được nén bởi màng trong bơm nạp khí thải 30 được đẩy ra khỏi bơm đã đề cập, được cung cấp như một thành phần thêm vào của đường dẫn khí mới 36. Để ngăn chặn khí mới bị nén chảy ngược trở lại bơm nạp khí thải 30, ống áp suất khí mới 74 được cung cấp tương tự với van 76, mà chỉ làm cho dòng chảy có khả năng từ bơm nạp khí thải 30 vào ống nạp khí mới 74 nhưng ngăn chặn dòng chảy ngược. Các van 72, 76 có thể được cấu hình một cách thuận lợi như van khóa tự điều tiết (van lưỡi gà).

Để đạt được một tỷ lệ nén đặc biệt cao trên phía khí mới hoặc phía phụ của bơm nạp khí thải 30, trong một cấu hình đặc biệt ưu tiên thì các van 72, 76 được đặt gần nhất có thể với buồng nén của bơm nạp khí thải 30, để giữ cho các thể tích gây hại được đặt tương ứng giữa các van 72, 76 và buồng nén của màng là nhỏ nhất có thể.

Trong phương án này, ống áp suất khí mới 74 được cung cấp với bộ làm lạnh khí nạp 38, mà làm lạnh khí mới được nén. Ngoài ra hoặc thêm vào này, nửa thân máy của bơm nạp khí thải 30 trên phía khí mới hoặc đường dẫn dòng cho ống áp lực khí mới 74 tốt hơn là cấu hình như một bộ trao đổi nhiệt (làm mát).

Một khi khí trong phía chính của bơm nạp khí thải 30 đã được giải áp hoàn toàn và khí thải chảy ra ngoài thông qua ống dẫn khí thải 42, màng của bơm nạp khí thải 30 được chuyển vào vị trí nghỉ của nó bởi một lò xo hoàn lực, Khí còn lại được di chuyển ra khỏi thể tích khối chính 46 của bơm nạp khí thải 30 và khí mới đồng thời bị hút vào từ bơm

phun điện tích khí thải thông qua ống dẫn hút khí mới 70. Chu kỳ hoạt động của bơm nạp khí thải 30 bây giờ có thể bắt đầu lại từ đầu. Đối với các đoạn dòng chảy cắt ngang kích thước đầy đủ của van 72, 76 và các ống dẫn, tỷ lệ phân phối trên phía khí mới tương đối tỷ lệ thuận với tần số hoạt động của bơm nạp khí thải 30 hoặc với tốc độ động cơ. Về nguyên tắc, một bơm nạp khí thải 30 có thể cũng được điều khiển bằng đa số các xi lanh của động cơ, giả sử rằng không có sự chồng chéo trong pha xả khí ở bơm phun điện tích khí thải theo quan sát về các trình tự khởi động của các xi lanh động cơ.

Khí mới được nén bởi bơm nạp khí thải 30, mà hiện tại nằm trong ống dẫn áp suất khí mới 74, có thể được sử dụng ngay cho việc tăng hiệu quả của các ứng dụng ưu tiên đặc biệt khác nhau.

1. Phương pháp gradient xả khí dương (giảm mức tiêu thụ)

Theo như phương án thể hiện ở Hình 1, khí mới nén thoát ra từ bơm nạp khí thải 30 được chuyển thông qua ống dẫn áp suất khí mới 74 đến van nạp 18 của động cơ. Bộ làm mát khí nạp 38 có thể được cung cấp tùy chọn. Sau khi bị nén trong bơm nạp khí thải 30, nói cách khác là sau pha đầu tiên của chu kỳ xả, khí mới đã nén tạm thời vẫn còn trong ống dẫn áp suất khí mới 74, bao gồm bộ làm lạnh khí nạp 38, hơn xấp xỉ 180 độ trục khuỷu trong vùng TDC của pittông công tác 4, cho đến khi tải trọng thay đổi đến điểm chết trên (TDC) và vì thế van nạp khí được mở. Ống dẫn khí mới 74 sau đó được sử dụng như bộ đệm cho khí mới được nén trong pha này. Khi mà van nạp 18 được mở, các dòng khí mới – bắt đầu chịu áp suất nén – vào trong buồng đốt 10 của xi lanh 2, nơi mà nó được giải áp như là xi lanh công tác 4 xuống đến BDC, điều này cũng kèm theo sự làm lạnh (làm lạnh rộng) của khí mới. Như kết quả của gradient xả khí dương được nhắc đến, luồng năng lượng tích cực đáng kể được cung cấp cho xi lanh công tác 4 trong suốt quá trình nạp xi lanh, thay vì phải áp dụng một năng lượng hút tiêu cực trong suốt thì nạp như bình thường trong các động cơ hút. Nếu tỷ lệ phân phối khí mới của bơm nạp khí thải 30 là lớn như khả năng hút của năng lượng hút của động cơ hút, không có sự tăng nào trong

mức cung cấp của khí đốt, nghĩa là năng lượng động cơ còn lại không thay đổi với cấu hình của một động cơ hút.

Trong một cấu hình ưu tiên, mức entanpy khí thải có sẵn, tỷ lệ thể tích kỳ động cơ với thể tích phân phối của bơm nạp khí thải 30, và thể tích lưu trữ của ống dẫn áp suất khí mới 74 bao gồm bộ phận làm mát khí nạp 38 được cung cấp tùy chọn được chuyển một cách độc lập với nhau. Như một xu hướng, cho entanpy khí thải cao cung cấp (ví dụ các động cơ độ nén thấp) một thể tích kỳ phân phối lớn của bơm phun điện tích có thể được kết hợp với một thể tích lưu trữ tương đối nhỏ của ống dẫn áp suất khí mới 74, nghĩa là một lượng rút về tương đối lớn của entanpy trong khí thải không được chuyển đổi sang sự gia tăng hiệu suất khí, nhưng thay vào này chuyển sang sự gia tăng về áp suất nén cuối trong ống dẫn áp suất khí mới 74. Trong trường hợp này (hiệu suất khí không đổi, áp suất nén tương đối cao), bơm nạp khí thải 30 được vận hành gần hơn với giới hạn bơm của nó. Vì thế, một sự giảm về thể tích lưu trữ trong ống dẫn áp suất khí mới 74 sẽ thích hợp đặc biệt trong hoạt động tải riêng phần của động cơ đốt trong 1, vì trong các khoảng tải này ít nhất động cơ xăng được vận hành hầu như chỉ sử dụng bộ điều khiển thể tích khí. Một thể tích lưu trữ biến thiên có thể là ví dụ và trong một cấu hình thuận lợi đạt được bằng nhiều các phần đường dẫn, mà có thể bị chặn riêng lẻ, hoặc bằng các thể tích biến thiên trong các thành phần đường dẫn mà có thể được cấu hình đa dạng trong dung tích bằng các chi tiết cố định có thể chuyển dời (ví dụ như các đơn vị xi lanh pittông có thể di chuyển).

Giảm thể tích khí cho hoạt động tải riêng phần của các động cơ xăng, mà không cần điều tiết giảm hiệu suất của việc cung cấp khí mới bơm nạp khí thải, có thể cũng đạt được bằng cách sớm kết thúc việc cung cấp khí mới cho động cơ trong suốt kỳ hút (phương pháp Miller). Các bộ điều chỉnh van có một cách đóng đầu vào có thể thay đổi, các van chu trình khí, ... có thể thực hiện chức năng này.

Do áp suất hút khí được tăng cơ bản của khí mới tại thay đổi tải trọng TDC (TDCLC), pha đan xen van của động cơ có thể giảm đáng kể trong các đoạn thời gian đi qua yêu cầu so với sự hoạt động mà không cần đến bơm nạp khí thải 30. Trên hết, sự di

chuyển trở lại không mong muốn của khí thải (gradient xả khí âm) vào trong vùng đầu vào của động cơ được ngăn chặn hoặc giảm đáng kể ngay cả khi tải riêng phần.

2. Phương pháp gradient xả khí dương và nạp (giảm tiêu thụ và tăng năng lượng)

Phương pháp này gần như tương đồng với phương pháp đã mô tả trên (gradient xả khí dương) liên quan tới cấu trúc hệ thống và phương thức vận hành, nhưng được vận hành trong một cấu hình sáng tạo độc lập sử dụng bơm nạp khí thải 30 mà có một thể tích phân phối khí mới lớn hơn thể tích được biểu hiện bởi công suất hút của động cơ đốt trong 1. Hiệu suất không khí cao hơn của bơm nạp khí thải 30 dẫn đến một mức cung cấp khí mới cao hơn trong động cơ, vì trong vùng BDC ở đoạn cuối của chu trình hút của nó vẫn có một sự quá áp trong ống dẫn áp suất khí mới 74, và điều này được đi kèm bởi sự gia tăng mật độ điện tích. Cũng như gradient xả khí dương trong kỳ nạp gần như toàn bộ, mà chỉ ra công của pittông tích cực, sự gia tăng lực xoắn hoặc công suất do đó cũng mang lại sự gia tăng mật độ điện tích. Nếu nó bây giờ có xu hướng để công suất của động cơ không đổi, phương pháp này có thể được kết hợp với việc giảm dung tích xi lanh (thu hẹp) của động cơ, nghĩa là mức tổn thất nhiệt vô thấp, ma sát và trọng lượng để giảm tiêu thụ.

3. Phương pháp chỉ nạp (tăng lực xoắn và công suất)

Trong phương pháp thay thế được biểu thị bằng sơ đồ ở Hình 3, mà được coi là độc lập sáng tạo, của động cơ đốt trong 1", bơm nạp khí thải 30 chỉ được cung cấp cho việc nạp (tăng mật độ của nạp khí mới). Sự khác biệt chính từ phương án thay thế miêu tả trên nằm trong cấu hình của bộ phận cung cấp khí mới của động cơ đốt trong 1". Trong trường hợp này, ống dẫn áp suất khí mới 74 mở vào ống dẫn đầu vào động cơ thực tế 80, mà trong lần mở trên phía xả vào buồng đốt 10 theo cách chặn thông qua van nạp 18, và nó thêm vào này có một kết nối nữa với bộ cung cấp không khí tín hiệu xung quanh 82 (bộ lọc khí) tại phía nạp vào, thông thường như các động cơ hút. Trong ống dẫn đầu vào động cơ 80, một van 84, mà trong phương thức này của một van khóa được cấu hình chỉ

cho phép khí chảy vào xi lanh 2 nhưng không theo hướng ngược lại, được bố trí hướng lên từ điểm mở của ống dẫn áp suất khí mới 74 trong hướng dòng chảy của khí, và đặc biệt tốt hơn là gần nhất có thể với van nạp khí 18. Van 84 được cấu hình một cách thuận lợi như một van khóa tự điều chỉnh (van lưỡi gà).

Ống dẫn áp suất khí mới 74 được chuyển sang kết nối thông qua một van kiểm soát khí mới 86 với ống dẫn đầu vào động cơ 80, van khí mới 86 chỉ đưa ra khí được nén từ bơm nạp khí thải 30 vào trong đoạn ống dẫn 88 đi xuống từ van 84. Đoạn ống dẫn 88 do đó hoạt động như một bộ đệm cho khí nén thoát ra từ bơm nạp khí thải 30. Van khí mới 86 đặc biệt ưu tiên đặt gần nhất có thể với van nạp khí 18.

Sự thay đổi tải trọng trong bơm nạp khí thải 30 được hoàn thành trong phương án này theo cách tương tự như trong phương pháp được miêu tả trên. Khí mới nén đến gần tới TDC của động cơ được đệm trong ống dẫn áp suất khí mới 74 miễn là van khí mới 86 vẫn đóng. Khi pha hút của động cơ bắt đầu ngay sau TDCLC, không khí xung quanh được hút vào trong buồng đốt 10 của xi lanh 2 thông qua van 84 và ống dẫn đầu vào động cơ 80 như trong một động cơ hút thông thường, đến khi trong vùng BDCLC không còn bất kỳ lượng khí được đưa vào đáng kể nào từ môi trường. Tại thời điểm này, van khí mới 86 mở, và khí nén từ ống dẫn áp suất khí mới 74 chảy vào phần ống dẫn 88 đi xuống từ van 84. Cùng với sự gia tăng đi kèm trong áp suất, van khóa 84 đóng, và khí nén chỉ chảy vào xi lanh 2 cho đến khi nó cân bằng áp suất với phần ống dẫn 88 và ống dẫn áp suất khí mới 74 hoặc van nạp khí 18 được đóng ngăn bất kỳ dòng chảy thêm vào.

Trong một cấu hình ưu tiên, thể tích trong phần ống dẫn 88 đi xuống từ van 84 được giữ ở mức tương đối nhỏ, đặc biệt tốt hơn là xấp xỉ 10-20% của dung tích xi lanh động cơ, để đạt được mức giảm áp suất nhỏ nhất có thể trong pha nạp tại phần kết thúc đầu vào trong thể tích xả khí vừa đủ trong suốt TDCLC. Áp suất của đệm không khí lưu trữ trong vùng ống dẫn đầu vào khi mà đầu vào gần như đóng xuống một cách nhanh chóng trong quá trình xả khí tiếp theo như kết quả của thể tích khí lưu trữ thấp và vì thế biểu thị chỉ một chút công pittông tích cực.

Van khí mới 86 đóng khi van nạp thực 18 đóng, và tiếp tục đóng cho đến khi kết thúc pha hút sau đó.

Việc mở liên tục trước đó của van khí mới 86 vào trong pha hút của động cơ có thể nạp riêng để chuyển tăng dần vào gradient xả khí dương và nạp (giảm mức tiêu thụ và tăng công suất). Trong một cấu hình đặc biệt ưu tiên, số lần mở và đóng van khí mới 86 có thể cài đặt thay đổi. Bằng cách này, một thiết bị kiểm soát tải thể tích không khí có thể được đề xuất theo cách đơn giản hơn với hiệu quả cao hơn.

Vì rất khó có bất kỳ sự di chuyển nào của pittông tới gần BDCLC, nên việc tăng áp suất trong xi lanh cũng không được đề xuất hoặc hấp thụ bất kỳ công pittông đáng kể nào.

Vấn đề về nguyên tắc, khí mới trong phần ống dẫn 88 được giữ ở mức áp suất tại cuối của pha hút trước đó trong đầu vào đóng. Đặc biệt tại các tải áp cao, sự quá áp đáng kể xảy ra ở đây, và, trong suốt van kế tiếp chòng chéo lên trong lúc TCDLC, làm cho việc xả khí dư hiệu quả và do đó ảnh hưởng tích cực lên công suất của động cơ.

Phương pháp nạp này sử dụng entanpy khí thải chuyển đổi trong bơm nạp khí thải 30 chừng nào có thể tăng mật độ điện tích (để tăng công suất), và nó đặc biệt phù hợp cho động cơ mà vì lý do cấu trúc hoặc tính chất vật lý mà không thể tăng công suất bằng dung tích xi lanh hoặc tốc độ quay.

Vì chỉ có một phần thể tích khí mới đòi hỏi bởi động cơ bị nén bởi bơm nạp khí thải 30, bơm nạp khí thải 30 và những thiết bị tương tự cũng như các thành phần dùng làm mát khí nạp có thể được kích thước nhỏ hơn so với yêu cầu cho một cấu hình mà lượng không khí đi vào trong động cơ đốt trong 1. Kích thước các thành phần nhỏ hơn và kèm theo sự giảm dung tích của các thành phần này trở nên đặc biệt thuận lợi nhất là sự tối ưu hóa dung tích và tối ưu hóa không gian trong động cơ phương tiện thậm chí động cơ thiết bị bay. Phương pháp nạp riêng hoặc nạp tăng tốc của kỳ hút được đề xuất trên đây có thể đặc biệt thuận lợi bố trí trong động cơ 4 kỳ 2 xi lanh mà có khoảng đánh lửa 360° . Loại động cơ này có thể được vận hành một cách chọn lọc sử dụng bơm nạp khí thải 30

chung hoặc mỗi cái cho mỗi xi lanh. Đường dẫn khí mới 36 của bơm nạp khí thải 30 được kết nối với tất cả các xi lanh. Trong mỗi kỳ nén của bơm nạp khí thải 30 trong vùng BDC của xi lanh được mở rộng, các xi lanh liền kề đưa ra đoạn cuối kỳ hút của nó. Chính trong khoảng thời gian này, khí mới được đẩy vào đường dẫn khí mới 36 bởi bơm nạp khí thải 30, và được di chuyển tới xi lanh mà không bị cản trở bởi van nạp thực khí luôn mở của xi lanh liền kề như một sự tăng tốc nạp. Phương pháp này được hoàn thành mỗi 360° trục khuỷu trong nửa chu kỳ của xi lanh. Nếu như hai bơm nạp khí thải được sử dụng, nói cách khác thì một cái cho mỗi xi lanh, các đường dẫn khí mới 36 cho ảnh hưởng tăng tốc nạp mong muốn được dẫn từng cái một đến xi lanh liền kề để có được khoản chênh lệch pha trong chu kỳ hoạt động.

4. Phương pháp điều khiển một máy giãn nở riêng biệt

Trong một phương án thay thế ưu tiên, như ví dụ trong Hình 4, entanpy rút ra từ khí thải trong bơm nạp khí thải 30 được sử dụng để điều khiển một bộ máy giãn nở riêng biệt 90. Theo này, trong các biến thể của sáng chế, khí mới đã nạp trong bơm nạp khí thải 30 trên phía entanpy được giải áp trong máy giãn nở 90 để cung cấp năng lượng. Sơ đồ bản vẽ của động cơ đốt trong thay thế 1''' trong Hình 4 cho thấy khí mới nén được tạo ra bởi bơm nạp khí thải 30 là không được cung cấp cho chu trình đốt của động cơ đốt trong 1'', thay vào đó được giải áp trong máy giãn nở 90 riêng biệt, ví dụ như một động cơ khí nén, và do đó chuyển đổi thành công cơ học. Máy giãn nở 90 có thể ví dụ được cấu hình như một động cơ cánh quạt mà cấp trực tiếp năng lượng của nó để động cơ đốt trong 1'' bằng cách ghép với một trục động cơ (trục khuỷu 8, trục cam, ...) của động cơ đốt trong 1''.

Hệ thống này rất đơn giản để kiểm soát theo quy tắc, vì khí mới nén được chuyển từ bơm nạp khí thải 30 trực tiếp tới máy giãn nở 90 và không cần đo. Việc mát khí mới nén có thể được bỏ qua trong hầu hết trường hợp, và chiều dài của đường dẫn áp suất khí mới 92 đóng vai trò phụ thuộc. Đặc biệt trong hoạt động của động cơ tải một phần,

entanpy khí thải được chuyển đổi sang bơm nạp khí thải 30 có thể được chuyển thông qua máy giãn nở 90 dưới dạng dòng khí mới không được tiết lưu.

Trong các ví dụ trên, chức năng của việc sử dụng entanpy khí thải trong bơm nạp khí thải 30 được giải thích bằng cách tích hợp vào các hướng khí trong động cơ 4 kỳ. Tuy nhiên, bơm nạp khí thải 30 cũng có thể được vận hành trên động cơ đốt trong kiểm soát rãnh, ví dụ động cơ kiểm soát rãnh hai kỳ, động cơ xoay hoặc động cơ quay đĩa. Trong những trường hợp này, không có van xả thực hoặc van nạp thực 18, 24 nào được đề xuất, và chức năng của hệ thống van nạp thực 16 và hệ thống van xả thực 22 được mô phỏng nhờ các rãnh kiểm soát được sắp xếp tương ứng trong khoang xi lanh. Một phương án trong các biến thể của sáng chế này được thể hiện bằng hình vẽ sơ đồ trong Hình 5 của động cơ đốt trong 1''' cấu hình như một động cơ 2 kỳ.

Trong phương án này, các ống dẫn xả 94, mà mở ra do sự đi xuống của pittông công tác 4, được kết nối với phía chính của bơm nạp khí thải 30 thông qua bộ chuyển mạch tín hiệu xung 26 trên phía xả. Khi pittông công tác 4 đi xuống, khí thải do đó được chuyển thẳng xuống phía chính của bơm nạp khí thải 30 nhằm giải nén ít nhất một phần trong pha đầu tiên của chu kỳ xả. Khi pittông công tác 4 tiếp tục đi xuống, sau đó, trong pha thứ hai, nói cách khác sau sự truyền tín hiệu xung tương ứng, khí thải trong phía chính của bơm nạp khí thải 30 được giải áp thêm và thoát ra thông qua hệ thống xả 12.

Trong phương án này, khí mới nén từ bơm nạp khí thải 30 được chuyển thông qua ống dẫn áp suất khí thải 74 đến các ống dẫn tràn 96, mà mở lên để thổi khí mới vào trong xi lanh 2 và xả khí dư. Bơm nạp khí thải 30 có thể do đó thay thế hoàn toàn bơm nạp hộp trực khuỷu thông thường và tạo ra một bộ điều khiển trực với dầu bôi trơn tuần hoàn hoặc hỗ trợ bổ sung cho bơm nạp hộp trực khuỷu tồn tại. Đặc biệt, sự xả khí của bơm nạp khí thải 30 và sự xả khí của bơm nạp hộp trực khuỷu có thể diễn ra trong thời gian liên tiếp hoặc với một sự bù pha trong xi lanh thông qua các ống tràn riêng biệt. Đây là ví dụ về nạp theo lớp trong xi lanh, để ngăn ngừa tổn thất nhiên liệu xả khí. Với mục đích này, tại lúc bắt đầu pha xả khí, khí mới chỉ dùng nhiên liệu tự do được di chuyển từ bơm nạp khí

thải 30 vào trong xi lanh theo hướng khí dư, cho đến thời gian trễ trong pha xả khí thì ống dẫn tràn mà dẫn hỗn hợp khí-nhiên liệu từ bơm hộp trục khuỷu vào phần mở của xi lanh. Phương pháp “hạn chế không khí” này giảm nhiên liệu thất thoát trong suốt quá trình xả khí (khí thải HC) và hơn nữa khiến nó có thể tạo thành hỗn hợp trong động cơ sử dụng công nghệ chế hòa khí tiết kiệm chi phí hiệu quả. Bất kể tốc độ quay nào, bơm nạp khí thải 30 cũng mang chức năng này, hỗ trợ sự thay đổi tải trọng, của hệ thống xả cộng hưởng cộng kênh mà nói cách khác thường có trong động cơ hai kỳ, mà không có tác động cộng hưởng phụ thuộc tốc độ quay của nó.

Trong một cấu hình ưu tiên, thể tích giãn nở ở phía chính trong bơm nạp khí thải 30 là từ 30 đến 300% dung tích xi lanh của động cơ đốt trong 1. Tỷ lệ thấp tốt hơn liên quan đến động cơ đốt trong có áp suất khí thải thấp (2-3 bar) trong ống xả ngược lên từ bơm nạp khí thải hoặc hiệu suất khí thấp (nạp bởi tăng nạp). Ngược lại, thể tích giãn nở lớn của bơm nạp khí thải 30 có thể có hiệu quả kết hợp tốt hơn với áp suất khí cao (7-8 bar). Theo này cung cấp các hiệu suất khí cao trong bơm nạp khí thải 30 có thể được khai thác một cách thuận lợi bằng một gradient xả khí dương hoặc cách khác bằng thiết bị giãn nở riêng.

Cấu trúc, được coi điểm bảo hộ sáng chế, của bơm nạp khí thải 30 được mô tả chi tiết hơn bằng các hình vẽ mặt cắt ngang trong Hình 6. Về nguyên tắc, bơm nạp khí thải 30 thực sự có thể được cấu hình như một máy bơm bể hoặc theo cấu hình bộ phận phân chia biến dạng co giãn đa phần; Tuy nhiên, trong cấu hình của Hình 6, nó được coi là đặc biệt ưu tiên, nó đã được cấu hình như một máy bơm màng.

Bơm nạp khí thải 30 bao gồm một hộp áp suất 100, thể tích trong 102 của nó được chia nhỏ, bằng màng 106 hình thành bộ phận phân chia biến dạng co giãn và màn chắn trung gian 44, vào nhiều - hai trong phương án được mô tả - của thể tích phụ 108, 110 đã tách khỏi nhau ở bên phía khí.

Màng 106 do đó nằm giữa một (phía chính) vỏ bọc 112 ở phía khí chính và một (phía phụ) vỏ bọc 114 ở phía khí mới, mà cùng nhau tạo thành hộp áp suất 100, như là vách chắn biến dạng co giãn trung gian 44. Nó tách hai thể tích phụ 108, 110 (phía chính và phía phụ), mà giãn nở giữa các màng 106 và các mặt cong bên trong 116, 118 của hai vỏ bọc 112 và 114, từ một cái khác theo cách không rò khí. Thể tích phụ thứ nhất 108 hình thành phía chính của máy bơm, và do đó dung tích chính 46 của bơm nạp khí thải 30, theo cách mà tín hiệu xung khí xả được đưa vào dung tích này và do đó thúc đẩy bơm. Nếu khí thải được đưa trực tiếp vào dung tích chính này 46, ở nhiệt độ cao tương ứng, và theo phía chính tương ứng đến phía nóng của máy bơm màng cung cấp với khí thải trực tiếp. Trong trường hợp này, tuy nhiên, tín hiệu xung khí tốt hơn chỉ được đưa vào thể tích phụ thứ nhất 108 dùng như là dung tích chính 46 một cách gián tiếp và thông qua một đệm khí ngược từ đó, mà không có khí thải nóng lưu thông trực tiếp, theo cách như vậy không nhất thiết phải có một phía nóng. Ngược lại, thể tích phụ thứ hai 110 là buồng khí của khí mới mà entanpy được chuyển giao, và do đó tạo thành các phía phụ của máy bơm.

Một vòng đệm khít ngoại vi bổ sung 120 ở giữa các vỏ bọc 112, 114 có thể được cung cấp. Màng 106 có thể bị biến đổi dưới sự biến dạng co giãn bởi áp dụng của áp suất hoặc bởi một lực tác dụng vuông góc lên này. Các bề mặt trong 116, 118 của hai vỏ bọc 112, 114 hình thành các mặt tiếp xúc chia cách cho màng 106 với sự biến đổi màng tối đa có thể chấp nhận được ở mỗi hướng. Màng 106 cung cấp một sự thay đổi thể tích bằng nhau nhưng ngược lại trong thể tích phụ 108, 110 của phía chính và các phía phụ giữa độ cong tối đa của nó.

Được coi là đặc biệt ưu tiên và được bảo hộ sáng chế là tạo đường bao quanh cho các mặt trong 116, 118, đối diện với màng 106, của hai vỏ bọc 112, 114. Chúng được cấu hình theo cách sao cho chúng hình thành theo mặt phẳng, các mặt tiếp xúc với màng 106 trong mỗi trạng thái biến đổi tối đa, theo cách như vậy mà trong mỗi của các trạng thái này của màng 106 được hỗ trợ rộng trên toàn bộ khu vực. Bởi vì sự tạo đường bao quanh này, mà có thể được thấy chi tiết trong Hình 6, màng 106 có thể cuộn dọc trên mặt trong 116 hoặc 118 được đề cập trong suốt quá trình thay đổi vị trí hoặc thay đổi độ võng của

nó, theo cách sao cho sự vận hành có thể đặc biệt nhẹ nhàng trên chất liệu này. Chuyển động cuốn của màng 106 trên mặt trong 116, 118 của vỏ bọc 112, 114 được đề cập gây ra kết quả là sự chậm trễ liên tục của màng 106 cho đến khi nó dừng lại, mà không gián đoạn, dừng mạnh lại ở vị trí cuối cùng của nó, và điều này đặc biệt ưu tiên cụ thể là tuổi thọ của các thành phần có liên quan.

Một lực định vị rơ-le được áp dụng lên màng 106 một cách cơ học theo cách mà, trong tình trạng không áp suất, thể tích phụ 108 cung cấp cho việc kết nối với hệ thống xả của động cơ đốt trong có giá trị nhỏ nhất trong khuôn khổ biến dạng của màng 106. Trong trạng thái này, tương ứng với Hình 6, màng do đó hầu hết tiếp xúc với mặt trong 116, mà được tạo đường bao phù hợp cho mục đích này và quá trình của nó là phù hợp với màng 106, của vỏ bọc 112 trên phía khí chính. Để cung cấp lực định vị rơ-le đã đề cập, trong phương án của Hình 6, một lò xo 122 (hoặc tập hợp của chúng nếu được yêu cầu) được đề xuất. Điều này làm biến đổi màng 106 từ vị trí trung tâm không có lực căng của nó đối với mặt trong 116 của vỏ bọc 112 trong trạng thái không áp suất. Lực định vị rơ-le của (các) lò xo 122 được lựa chọn để lớn hơn lực phục hồi của màng biến dạng lớn nhất 106, theo cách mà trong trạng thái không có áp dụng áp suất khí lên màng 106 được đặt ở vị trí cong hoàn toàn trên mặt trong 116 của vỏ bọc 112. Lò xo 122 được chuyển sang hỗ trợ trên vỏ bọc 114 ở phía khí phụ và thông qua một tấm lò xo 124 mà kết nối cố định với màng 106.

Ít nhất một ống dẫn khí thải 126, thông qua nó khí thải hoặc cột khí sử dụng cho việc truyền tín hiệu xung đẩy có thể chảy vào và ra khỏi thể tích phụ 108 của phía chính mà tạo ra thể tích khí chính 46 của bơm nạp khí thải 30, được bố trí trong vỏ bọc 112 trên phía khí chính. Ống dẫn khí xả 126 được thuận lợi đặt ở vị trí trung tâm trong vỏ bọc 112, để đưa ra tải nhiệt đối xứng quay và sự truyền áp suất tại màng 106. Để ngăn chặn bất kỳ dòng chảy nào của khí thải nóng lên trên màng 106 thông qua ống dẫn khí thải 126 và để giảm sự tải nhiệt cục bộ trong trung tâm của màng, trong một cấu hình ưu tiên của một vỏ chịu nhiệt 130, trên này dòng khí thải đi vào được biến đổi theo dạng tròn vào trong thể tích phụ 108 mở của phía chính, được áp dụng – tốt nhất là ở trung tâm – lên màng 106.

Vỏ chịu nhiệt 130 được thuận lợi kết nối cùng với các tấm lò xo 124 và màng 106. Mặt tiếp xúc của vỏ chịu nhiệt 130 đối diện với màng 106 được đặt trên màng 106 chỉ một phần cho mục đích truyền nhiệt thấp kèm theo.

Ít nhất một ống hút khí mới 70 và ít nhất một ống dẫn áp suất khí mới 74 dẫn đến thể tích phụ thứ hai 110 hình thành phía phụ của bơm nạp khí thải 30, và theo này thông qua vỏ bọc 114 phân ra các thể tích phụ đã đề cập. Chúng được trang bị tương ứng với các van khóa (van lưỡi gà) 132, 134, theo cách mà một dòng khí có thể chỉ chảy vào trong thể tích phụ 110 của phía phụ của bơm nạp khí thải 30 trong ống dẫn khí mới 70 và có thể chỉ chạy ra khỏi thể tích phụ 110 của phía phụ trong ống dẫn áp suất khí mới 74. Cho một tỷ lệ nén cao trên phía phụ, các van khóa 132, 134 tốt hơn là được gắn gần nhất có thể với mặt trong 118 của vỏ bọc 114, vì thế để giữ thể tích còn lại (thể tích có hại) giữa màng 106 và các van khóa 132, 134 nhỏ nhất có thể khi mà màng 106 được uốn cong lên trên mặt trong 118. Trong một cấu hình ưu tiên, sự mở ra của ống hút khí mới 70 trong vỏ bọc 114 được đặt theo cách đưa dòng trên vào bơm nạp khí thải 30 dòng khí mới đập vào màng 106 tại điểm bề mặt nóng nhất của nó, nói cách khác là gần như đối diện với ống dẫn khí xả 126. Bằng cách này, khí mới được cung cấp có thể được sử dụng với mục đích làm mát màng 106 trong khu vực nạp nhiệt mạnh nhất của nó. Một cách thuận lợi, cụ thể để hạn chế bất kỳ dòng nhiệt từ phía khí thải tới phía khí mới, một thành phần cách nhiệt 136 được cung cấp bổ sung giữa các vỏ bọc 112, 114, và trong phương án được hình thành bởi một lớp khảm chất liệu ngoại vi mà có độ dẫn nhiệt thấp và được đặt ở vị trí giữa các rìa vỏ bọc và/hoặc có thể được bổ sung một cách hình học bởi phương pháp làm giảm vùng ăn khớp của các vỏ bọc ở mức có thể.

Trong trạng thái nghỉ, màng 106 được uốn cong tối đa lên trên phía chính như kết quả của độ lệch, và thể tích phụ 108 của phía chính là ở mức nhỏ nhất. Ngược lại, trên phía phụ, thể tích phụ tương ứng 110 được chứa tối đa khí mới. Nếu phía chính được cung cấp ngay khí thải dưới áp suất (hoặc sự hút khí) từ động cơ đốt trong thông qua ống dẫn khí xả 126, màng 106 di chuyển về phía phụ và đẩy khí mới lưu trữ trong thể tích phụ 110 của phía phụ đi qua van khóa 134 vào trong ống dẫn áp suất khí mới 74 dưới áp suất,

cho đến khi màng 106 tiếp xúc với mặt trong 118. Nếu áp suất khí trên phía chính được giải áp sau đó (ví dụ như kết quả của sóng khí thải tràn trở lại), màng 106 bị ép trở lại lên mặt trong 116 bởi lò xo 122 và bắt đầu xuất hiện lực khôi phục màng. Khí trong phía chính hoàn toàn bị đẩy ra, và đồng thời thể tích phụ 110 đang tăng trên phía chính được nạp đầy khí mới thông qua ống hút khí mới 70. Năng lượng lưu trữ trong lò xo nén 122 do đó được sử dụng cho thay đổi tải trọng (đẩy khí thải và hút khí mới) trong bơm nạp khí thải 30.

Việc tải các thành phần cơ khí có thể được giữ ở mức tương đối thấp, theo cách mà kéo dài tuổi thọ của hệ thống có thể đạt được bằng các cách đơn giản. Trong một cấu hình ưu tiên, các mặt trong 116, 118 được hình thành trong đoạn cắt ngang như các đường cong, trên này màng 106 cuộn lại, từ rìa ngoài của nó đến trung tâm màng, khi được uốn cong, và do đó không dừng lại một cách đột ngột. Trong một cấu hình ưu tiên nữa, các đường cong được phù hợp về mặt hình dạng tới tính chất chất liệu và tính chất hình học của màng 106, theo cách mà sự tải cơ học trên màng 106 được phân phối đồng nhất có thể trên vùng của nó và giới hạn độ bền mỏi của chất liệu màng (tùy thuộc vào nhiệt độ vật chất) không được vượt quá.

Màng 106 và lò xo 122 tốt hơn là chỉ biến dạng co giãn; không có các chuyển động trượt. Bơm nạp khí thải 30 do đó điều khiển hoàn toàn mà không cần dung dịch bôi trơn (dầu bôi trơn).

Trong một cách thuận lợi theo ma sát học, các mặt trong 116, 118 và/hoặc các bề mặt của màng 106 có thể được tẩm một chất bôi trơn khô như than chì hoặc PTFE để đạt được tính chất cuộn tốt hơn của màng 106 trong suốt quá trình tiếp xúc với các bề mặt trong 116, 118 của các vỏ bọc 112, 114.

Trong phương án của Hình 6, bơm nạp khí thải 30 được bố trí với một màng đơn mảnh 106. Nó có thể dưới dạng mặt phẳng, đường cong, dạng lượn sóng hoặc tấm cấu trúc, mà còn có thể là thành phần đa gợn sóng, như là hộp xếp. Một đường bao ngoài

dạng tròn là thuận lợi, vì nó có thể được nút kín một cách hiệu quả và đảm bảo, nhưng không hoàn toàn cần thiết.

Trong một phương án khác, cũng được coi là độc lập sáng tạo, bơm nạp khí thải 30 có thể được định dạng là một máy bơm màng có hai hay nhiều lớp màng. Ví dụ các bơm nạp khí thải bổ sung 30', 30'' cấu hình theo cách này được thể hiện ở Hình 7, 8 trong hình chiếu mặt cắt ngang trong mỗi trường hợp. Trong mỗi trường hợp, hai màng 140, 142 được sắp xếp song song tương đồng để hình thành màng kép 144. Trong nhiều phương án, các màng 140, 142 trong mỗi trường hợp kết hợp chắc chắn với nhau thông qua một yếu tố tiếp xúc tùy chọn hoặc bộ chèn 146, và phân tách ngay thể tích trong 102 của vỏ đúc áp lực lên ba thể tích phụ 108, 110, 148, chủ yếu vào thể tích phụ 108 và 110, được cung cấp trong một phương thức không đối trên phía chính và phụ, và cùng lúc thể tích phụ thứ ba 148 bổ sung đặt ở giữa.

Vì vậy, một phía của màng 140 bịt kín thể tích phụ 108 trên phía khí chính, mà hoạt động như buồng khí thải hoặc phía chính của bơm nạp khí thải 30', 30'', và theo một cách tương ứng màng 142 bịt kín thể tích phụ 110 trên phía khí phụ, mà chức năng như một buồng khí mới hoặc phía phụ của bơm nạp khí thải 30', 30''. Một lực tác động có hướng, ví dụ phản lực tạo ra bởi lò xo 122, ép lên màng 142, mà chuyển truyền động đó trở lại màng 140 thông qua miếng đệm 146 cho đến khi màng 140 đạt được độ uốn cong tối đa của nó bằng cách tiếp xúc với thành phía trong 116 của vỏ bọc 112. Chức năng thay đổi tải của bơm nạp khí thải 30', 30'' có một màng kép tương đồng với cấu trúc một màng đơn. Khoảng cách giữa các màng 140, 142, nói cách khác thể tích phụ thứ ba 148, mà được nạp đầy khí, tốt hơn là không khí, và do đó hình thành sự cách nhiệt rất tốt giữa các màng 140, 142, theo cách mà sự nóng lên của phía khí mới trong bơm nạp khí thải 30' là kết quả của nhiệt lượng đi vào từ màng 140 được tải với khí thải hầu như được ngăn chặn. Trong phương án của Hình 7, màng kép 144 được hình thành bao gồm các màng 140, 142 mà tiếp xúc và chạm vào nhau trong vùng mép ngoài, trong khi các màng 140, 142 trong phương án của Hình 8, vẫn sắp xếp cách xa nhau trong vùng mép ngoài; khoảng cách giữa các màng 140, 142 được thiết lập nhờ miếng đệm ngoại vi 150.

Như được thể hiện trong Hình 7, 8, miếng đệm 146 được bố trí tốt hơn là ở trung tâm giữa các màng 140, 142, đặc biệt ưu tiên hơn là đồng trục với lò xo 122. Tuy nhiên, một số miếng đệm cũng có thể được sắp xếp giữa các màng 140, 142. Một hoặc nhiều miếng đệm 146 có thể ví dụ được hình thành như là các vòng đệm kín hoặc các phần ống. Một cách thuận lợi, các miếng đệm 146 được đặt trên các màng 140, 142 thông qua một vòng đệm kín đàn hồi xen kẽ với đường kính lớn hơn để giảm áp suất tiếp xúc và cũng để cung cấp cho màng 140, 142 sự tăng cường bổ sung trong suốt quá trình uốn ở vùng này. Đối với các khoảng cách màng rất nhỏ, các vòng đệm kín đàn hồi có thể thậm chí được cung cấp như các miếng đệm 146. Các miếng đệm 146 tốt hơn là được đặt bất động ở các vị trí của nó và có thể ví dụ được dán chặt, được bắt vít hoặc cố định chung vào màng 140, 142.

Các màng 140, 142 không cần thiết phải có cùng kích thước, nhưng thay vào đó cần có các đường kính ngoài khác nhau, bao gồm các vỏ bọc tương ứng. Theo cách biến đổi hình học này, trong các thể tích phân phối khác nhau phát triển đặc biệt thuận lợi có thể được cung cấp trên phía chính và phụ của bơm nạp khí thải 30', 30''. Nếu như đường kính màng, mà cũng là thể tích bơm, của phía khí mới là nhỏ hơn đường kính ở phía khí thải, khí mới có thể được nén đến mức áp suất cao hơn, và điều này có thể ví dụ được mong muốn cho các ứng dụng mà có thể năng entanpy khí thải cao nhưng không yêu cầu hiệu suất không khí cao hoặc thậm chí yêu cầu giảm hiệu suất không khí. Trong điều kiện áp dụng ngược lại, lực căng đối với lưu lượng khí mới tại mức áp suất thấp có thể đạt được bằng phía khí thải nhỏ và màng 140, 142 của phía khí mới lớn hơn 140, 142 trong trường hợp cung cấp entanpy khí thải thấp.

Sự bố trí màng kép, cụ thể bao gồm một miếng đệm, được nhận thấy là đặc biệt thuận lợi cho việc ngăn chặn bất kỳ sự xoắn hoặc hình thành sóng mà có thể xuất hiện khi màng chuyển động là kết quả của việc thông qua trung tâm giải phóng lực căng của nó. Để ngăn chặn sự hình thành sóng của màng đơn, như được thể hiện ở phương án của Hình 9, một dẫn hướng tuyến tính 160, mà được dẫn hướng vào một trong các vỏ bọc 112, 114, có thể ví dụ được cố định vào màng 106. Một cách thuận lợi, dẫn hướng tuyến tính 160

được đặt trên phía khí mới của bơm nạp khí thải 30 và được tạo ra sự tự bôi trơn. Ngoài ra, một vòng đệm kín bảo vệ, mà trái ngược với sự biến dạng không đối xứng của màng 106, có thể được cố định xung quanh tấm lò xo của màng 106.

Trong tất cả các phương án đã đề cập, các vỏ bọc 112, 114 của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' có thể được định dạng rất mỏng, và do đó cũng được một cách có lợi như là một phần dạng tấm mỏng. Mặt phẳng kết nối của vỏ bọc 112, 114 song song một cách hiệu quả và gần với mặt phẳng ép của màng 106. Loại thép chịu nhiệt và chống ăn mòn tốt hơn được sử dụng là chất liệu ít nhất là cho phía khí thải hoặc phía khí chính, cũng có thể xem xét chất liệu nhôm trong trường hợp làm lạnh tương ứng. Về phía khí mới, nhôm có thể thuận lợi được chọn để dẫn nhiệt tốt.

Ngược lại, nếu đặc biệt tốt hơn đề xuất thì bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' bị kiểm soát bởi sóng áp suất khí thải thông qua đường nhánh 28 có độ dài và/hoặc dung tích thích hợp, việc tách biệt nhiệt của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' khỏi khí thải nóng ngăn chặn hiệu quả nhiệt độ cao của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' và do đó cũng ngăn chặn cả gia nhiệt không mong muốn của khí mới trong bơm nạp khí thải 30, 30', 30''. Mức nhiệt độ vận hành thấp của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'', mà có thể đạt được theo cách này, tương tự như vậy có thể cung cấp đặc biệt tốt hơn việc sử dụng các chất liệu nhựa làm nguyên liệu cho các bộ phận vỏ bọc 112, 114. Đề xuất giảm trọng lượng và chi phí bằng cách so sánh với các chất liệu kim loại, ngoài việc đạt được cải thiện đặc tính âm thanh và còn có thể tự do hơn trong việc định hình. Đối với các vỏ bọc 112, 114, chất liệu nhiệt dẻo được cung cấp đặc biệt tốt hơn dùng cho đúc phun ép. Đối với việc phát ra âm thanh do cấu trúc, các thành phần vỏ bọc 112, 114 có thể được làm từ chất liệu kết cấu nhiều lớp hoặc được bọc trong chất liệu cách âm, cách nhiệt.

Mỗi màng 106, 140, 142 là tốt hơn, cụ thể trong trường hợp nhiệt độ hoạt động thích hợp thấp, cũng được làm bằng chất liệu nhựa hoặc chất liệu nhựa hỗn hợp (cao su, polyete-eteketon, polyeteimit, polyamit, vv). Có nhiều ưu điểm quyết định của các chất liệu kim loại. Trọng lượng nói chung càng giảm thì càng làm tăng thuận lợi tần số riêng

của màng, các giá trị tuyệt đối thấp hơn của độ đàn hồi của chất liệu nhựa làm cho độ uốn tốt hơn của màng là có thể, và do đó thể tích phân phối lớn hơn mỗi kỳ, cho cùng một bề mặt tải (lực hoặc áp suất). Vì màng chất liệu nhựa thường nhẹ hơn so với màng kim loại, màng chất liệu nhựa có thể nhận được động năng cao hơn trong quá trình truyền tín hiệu xung. Các chất liệu nhựa dẻo nhiệt đặc biệt có độ mỏi uốn tải cao, và kết hợp cốt sợi, như sợi thủy tinh, hình thành chất liệu hỗn hợp không những đàn hồi cao mà còn chịu xé cao.

Tùy thuộc vào mức độ nhiệt vận hành của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'', việc lựa chọn chất liệu của vỏ bọc hoặc màng có thể dựa trên chất liệu kim loại trong trường hợp nhiệt độ cao hoặc gồm các chất liệu dẻo trong trường hợp nhiệt độ thấp. Cấu trúc hỗn hợp cũng có thể hiểu được, chẳng hạn như chất liệu kim loại cho phía khí thải và chất liệu nhựa cho phía khí mới.

Nếu bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' được vận hành ở mức nhiệt độ 100°C hoặc thấp hơn, khí ngưng tụ có thể hình thành từ hơi nước chứa trong khí thải khi sóng áp suất khí thải được nén trong bơm nạp khí thải 30, 30', 30''. Cụ thể trong trường hợp sử dụng mà bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' không được đặt ở vị trí thích hợp mà từ đó khí ngưng tụ có thể chảy trở lại vào dòng khí thải, một bước phát triển thuận lợi cung cấp một cổng ngưng tụ để ngăn chặn việc tích tụ khí ngưng tụ trong dung tích chính 46 của bơm nạp khí thải 30, 30', 30''. Cổng ngưng tụ này được gắn liền một cách thuận lợi với điểm thấp nhất phía khí chính của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' để khai thác lực hấp dẫn của khí ngưng tụ. Để ngăn chặn khí thải thoát ra ngoài thông qua việc thải khí ngưng tụ, để không lọt khí, ví dụ bằng cách sử dụng một van phao kiểm soát chất lỏng.

Khi xem xét sự thay đổi tải trên phía khí mới của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'', cần lưu ý rằng ví dụ chu kỳ động cơ nén xi lanh đơn bốn kỳ, việc nén khí mới của bơm nạp khí thải 30, 30', 30'' ở tốc độ quay danh định của động cơ chỉ khoảng 40 độ trục khuỷu, nhưng quá trình hút có thể kéo tốc độ lên đến 680 độ trục khuỷu ($720^{\circ} - 40^{\circ} = 680^{\circ}$). Nói cách khác, thời gian có thể để hút khí mới trên danh nghĩa hơn thời gian nén và bơm khoảng 17 lần. Tỷ lệ này của thời gian xả khí tốt hơn nên được phản ánh theo tỉ lệ nghịch

xấp xỉ trong vùng cắt ngang xả khí của các van khóa 132, 134 và các phần cắt ngang các ống dẫn 70, 74 ở phía khí mới. Một cách thuận lợi, các đoạn cắt ngang xả khí lớn trong khu vực của van 134 để bơm khí mới nén được đặt xấp xỉ đồng tâm về trung tâm của khu vực bơm nạp khí thải 30, 30', 30", vì vào cuối của chu kỳ nén màng 106 tiếp xúc với (cuộn lên) vỏ bọc 114, xuyên tâm từ bên ngoài vào bên trong, và việc bơm khí mới gần trung tâm màng do đó đi kèm theo thất thoát lưu lượng nhỏ hơn vì khoảng cách lớn hơn của màng đến vỏ bọc.

Tuy nhiên, tỷ lệ được ưu tiên của các mặt cắt ngang xả khí về cơ bản thay đổi khi các động cơ xi lanh hoạt động trên bơm nạp khí thải chung 30, 30', 30". Trong khi kỳ nén của bơm nạp khí thải 30, 30', 30" vẫn gần như không thay đổi về thời gian, rất ít thời gian có sẵn cho quá trình hút. Ví dụ, đối với động cơ bốn kỳ hai xi lanh có khoảng góc đánh lửa cùng 360 độ trục khuỷu, vẫn còn khoảng 40 độ trục khuỷu dùng để nén, nhưng chỉ có 320 độ trục khuỷu ($360^\circ - 40^\circ = 320^\circ$) dành cho quá trình hút. Tính toán đến thời gian xả khí của bơm nạp khí thải 30, 30', 30" trong động cơ bốn kỳ xi lanh đơn, khoảng 15-25 độ trục khuỷu, thời gian thổi khí có thể được cung cấp cho các kỳ nén và khoảng 200 -250 độ trục khuỷu cho quá trình hút.

Vị trí lắp đặt của bơm nạp khí thải 30, 30', 30" trong động cơ hay trên phương tiện có sự tự do cao về cấu hình vì khả năng kết nối các đường nhánh tương đối dài 28. Do vậy, bơm nạp khí thải không cần được đặt trong vùng lân cận trực tiếp của các đầu xi lanh, nhưng có thể cũng được đính trong các khu vực của trục khuỷu thấp hơn phía khí thải hoặc phía hút hoặc thậm chí được đặt dưới máng dầu. Tính toán cụ thể mỗi liên hệ không gian trong xe hai bánh, được thấy là thuận lợi để chứa bơm nạp khí thải 30, 30', 30" đằng sau động cơ phía trên đường truyền hay trong khung hình tam giác, nói một cách khác dưới chỗ ngồi của lái xe. Đối với động cơ cấu trúc hẹp hơn, như động cơ xi lanh đơn, bơm nạp khí thải 30, 30', 30" cũng có thể được bố trí hai bên dọc theo xi lanh hoặc thậm chí được tích hợp như một thành phần vào nắp van của đầu xi lanh. Các thành phần hấp thụ tiếng ồn, bao gồm cả thành phần lọc không khí, có thể được kết hợp với vỏ bọc 114

phía khí mới của bơm nạp khí thải 30, 30', 30" để tạo thành một bộ lắp ráp để tiết kiệm không gian và chi phí.

Ngoài các chức năng vốn có của chúng, các vỏ bọc 112, 114 có thể được cấu hình như bộ trao đổi nhiệt, trong đó các bề mặt bên ngoài của nó ví dụ như được tiếp xúc với một luồng không khí làm mát ví dụ bằng cách tạo gân hoặc các bề mặt bên ngoài được rửa xung quanh bởi một chất lỏng làm mát. Việc giảm nhiệt ở vỏ bọc 112 ở phía chính thuận lợi có kết quả là cũng làm giảm nhiệt độ công tác của màng, vì nhiệt độ khí thải trung tâm trở ra thấp hơn và dòng nhiệt từ màng 106 đến vỏ bọc 112 là cao hơn vì sự khác biệt nhiệt độ lớn hơn. Việc giảm nhiệt ở vỏ bọc 114 ở phía phụ sẽ tạo ra chức năng làm mát không khí nạp, có nghĩa là trong một số trường hợp bộ làm mát không khí nạp hạ lưu riêng 38 có thể được bỏ qua hoặc cách khác có thể đạt được tổng khả năng làm mát cao hơn bao gồm bộ làm mát khí nạp 38. Nhiệt năng được rút ra từ bơm nạp khí thải 30 có thể đặc biệt được sử dụng riêng cho mục đích sưởi ấm trong lĩnh vực truyền nối nhiệt lực.

Danh sách các số chỉ dẫn

1	Động cơ đốt trong
2	xi lanh
4	pittông công tác
6	thanh truyền pittông
8	trục khuỷu
10	buồng đốt trong
12	hệ thống khí thải
14	hệ thống nạp khí

16	hệ thống van nạp
18	van nạp
20	đường khí thải
22	hệ thống van xả
24	van xả
26	bộ chuyển mạch tín hiệu xung
28	đường dẫn nhánh
30	bơm nạp khí thải
32	đường khí thải
36	đường khí mới
38	bộ làm mát khí nạp
40	ống dẫn chính
42	ống dẫn khí thải
44	vách chắn đàn hồi trung gian
46	thể tích chính
48	thể tích khí mới
50	van bổ sung
60, 64	mũi tên

62	vùng dòng vào
66	ống dẫn hình vành khuyên
70	ống dẫn hút khí mới
72	van
74	ống áp suất khí mới
76	van
80	ống dẫn dầu vào động cơ
82	bộ cung cấp không khí xung quanh
84	van
86	van khí mới
88	đoạn ống dẫn
90	máy giãn nở
92	đường dẫn áp suất khí mới
94	ống dẫn xả
96	ống dẫn tràn
100	hộp áp suất
102	thể tích trong
106	màng

108	thể tích phụ
110	thể tích phụ
112	vỏ bọc bên khí thải
114	vỏ bọc bên khí mới
116	mặt trong
118	mặt trong
120	đệm khí
122	lò xo
124	tấm lò xo
126	ống dẫn khí thải
130	vỏ chịu nhiệt
132	van khóa
134	van khóa
136	thành phần cách nhiệt
140	màng
142	màng
144	màng đôi
146	đệm

- 148 thể tích phụ
- 150 đệm
- 160 bộ dẫn hướng tuyến tính

YÊU CẦU BẢO HỘ

1. Phương pháp vận hành động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') trong đó, trong suốt một chu kỳ xả của xi lanh (2), khí thải được nén nằm trong đó được xả từ xi lanh (2) được cấp qua đường khí thải (32) của đường ống khí thải (20) đến hệ thống khí thải (12), và, trong pha thứ nhất của chu kỳ xả, tất cả hoặc một phần khí thải thoát ra khỏi xi lanh (2) được đưa đến đường dẫn nhánh (28) phân nhánh từ đường khí thải (32) của đường ống khí thải (20) và dẫn đến bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') được phân chia, bởi số lượng các bộ phận phân tách có thể biến dạng đàn hồi, thành các phần thể tích được tách biệt với nhau trên phía khí, theo cách mà tín hiệu xung được sinh ra bởi sóng áp xuất khí thải sinh ra từ xi lanh (2) được truyền toàn bộ hoặc một phần đến thể tích phụ (108) tạo thành phía chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30''), trước khi, trong pha thứ hai của chu kỳ xả, khí thải nằm trong đường dẫn nhánh (28) được đẩy quay lại ống dẫn khí thải (42) và được cung cấp qua kênh này đến hệ thống khí thải (12), lực trước tải được cung cấp đến một hoặc từng bộ phận phân tách theo cách, ở trạng thái không bị nén, phần thể tích được cung cấp để nối với hệ thống khí thải của động cơ đốt trong có giá trị tối thiểu của khả năng biến dạng đàn hồi của một hoặc từng bộ phận phân tách.

2. Phương pháp theo điểm 1, trong đó, trong pha thứ nhất của chu kỳ xả, tín hiệu xung được sinh ra bởi sóng áp xuất khí thải từ xi lanh (2) được truyền toàn bộ hoặc một phần đến đệm khí nằm trong và/hoặc trước phía chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') sao cho đệm này có thể giãn nở tiếp một lần nữa trong bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') để thực hiện công.

3. Phương pháp theo điểm 1 hoặc điểm 2, trong đó entanpy khí thải (nhiệt lượng mà hệ trao đổi trong quá trình đẳng áp) được chuyển đổi thành công giãn nở trong bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') trên phía chính được chuyển đổi toàn bộ hoặc một phần thành công nén của dòng khí mới trên phía phụ.

4. Phương pháp theo điểm 3, trong đó khí mới được nén trong bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') được cấp đến một bộ phận lưu trữ trung gian và được giữ ở đó để được bơm đến buồng đốt (10) của xi lanh (2).

5. Phương pháp theo điểm 3, trong đó khí mới được nén trong bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') được giãn nở trong máy giãn nở (90) để thực hiện công.

6. Đường ống khí thải (20) dùng cho động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1'''), bao gồm một đường khí thải (32) dẫn đến hệ thống khí thải (12) và được nối qua đường dẫn nhánh (28) với phía chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') được phân chia, bởi số lượng các bộ phận phân tách có thể biến dạng đàn hồi, thành các phần thể tích được tách biệt với

nhau trên phía khí, theo cách mà, trong pha thứ nhất của chu kỳ xả, một phần hoặc toàn bộ khí thải thoát ra khỏi xi lanh (2) của động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') được đưa đến đường dẫn nhánh (28) sao cho tín hiệu xung được sinh ra bởi sóng áp suất khí thải từ xi lanh (2) được truyền toàn bộ hoặc một phần đến thể tích phụ (108) tạo thành phần chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30''), trước khi, trong pha thứ hai của chu kỳ xả, khí thải nằm trong đường dẫn nhánh (28) được đẩy quay trở lại ống dẫn khí thải (42) và được cung cấp qua kênh này đến hệ thống khí thải (12), trong đó lực trước tải được cung cấp đến một hoặc từng bộ phận phân tách theo cách mà, ở trạng thái không bị nén, phần thể tích được cung cấp để nối với hệ thống khí thải của động cơ đốt trong có giá trị tối thiểu của khả năng biến dạng đàn hồi của một hoặc từng bộ phận phân tách.

7. Đường ống khí thải (20) theo điểm 6, trong đó bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') được nối trên phía phụ với đường khí mới (36) được nối với buồng đốt (10) của xi lanh (2) của động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') trên phía xả.

8. Động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') bao gồm các xi lanh (2) mỗi xi lanh có một pittông công tác (4) hoạt động trên trục khuỷu chung (8) được dẫn hướng, trong đó buồng đốt (10) của mỗi xi lanh (2) được nối trong mỗi trường hợp với hệ thống nạp khí (14) qua hệ thống van nạp (16) trên phía nạp, và với một đường ống khí thải (20) trên phía xả theo điểm 6 hoặc điểm 7.

9. Động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') theo điểm 8, đường ống khí thải (20) của động cơ đốt trong được thiết kế để phân nhánh tại bộ chuyển mạch tín hiệu xung (26), trong đó bộ chuyển mạch tín hiệu xung (26) có một ống dẫn chính (40) được nối với hệ thống van xả khí (22) trên phía nạp và với phía chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') trên phía xả, và một ống dẫn khí thải (42) phân nhánh từ ống dẫn chính này và được nối với hệ thống khí thải (12) trên phía xả.

10. Động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') theo điểm 9, trong đó đường dẫn nhánh (28), bao gồm phần phía đầu ra của ống dẫn chính (40) và nối bộ chuyển mạch tín hiệu xung (26) với phía chính của bơm nạp khí thải (30, 30', 30''), có thể tích hơn 1 lần, tốt hơn là hơn 1, 3 lần, dung tích của xi lanh hoặc các xi lanh (2).

11. Động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') theo bất kỳ điểm nào trong các điểm từ điểm 8 đến 10, bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') của nó được gắn với ống áp suất khí mới (74) trên phía phụ và với ống dẫn hút khí mới (70), trong đó phía phụ của bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') có thể được làm đầy bởi khí mới bằng ống dẫn hút khí mới (70), và trong đó ống áp suất khí mới (74) được đề xuất và thiết kế để chuyển và/hoặc lưu trữ trung gian khí mới được nén trong bơm nạp khí thải (30, 30', 30'').

12. Động cơ đốt trong (1, 1', 1'') theo điểm 11, ống áp suất khí mới (74) của nó dẫn đến hoặc hình thành bộ phận lưu trữ trung gian phía dưới bơm nạp khí thải (30, 30', 30''), bộ phận này được nối với hệ thống nạp khí (14) của xi lanh cụ thể (2) trên phía xả.

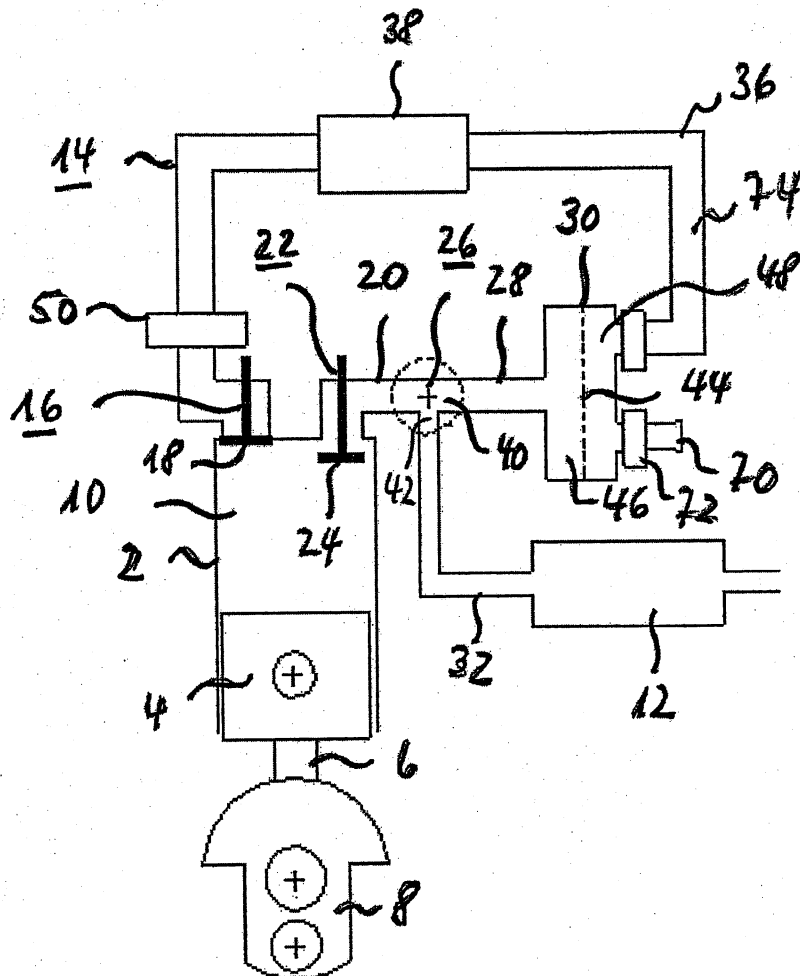
13. Động cơ đốt trong (1''') theo điểm 12, ống áp suất khí mới (74) của nó được nối với máy giãn nở (90) phía dưới của bơm nạp khí thải (30, 30', 30'').

14. Động cơ đốt trong (1, 1', 1'', 1''') theo bất kỳ điểm nào trong các điểm từ điểm 8 đến 13, bơm nạp khí thải (30, 30', 30'') của nó là bơm màng chắn.

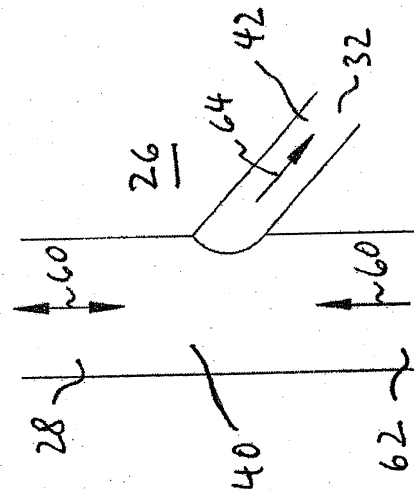
15. Phương tiện hai bánh mà đường ống khí thải của nó là đường ống khí thải (20) theo điểm 6 hoặc điểm 7.

16. Ô tô vận chuyển mà đường ống khí thải của nó là đường ống khí thải (20) theo điểm 6 hoặc điểm 7.

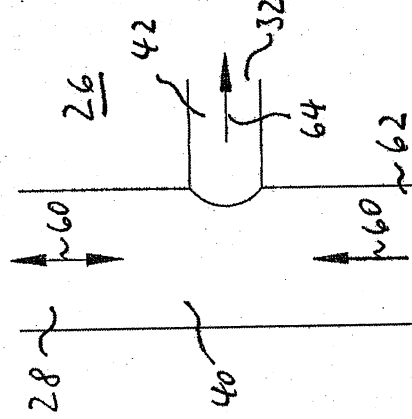
Hình 1



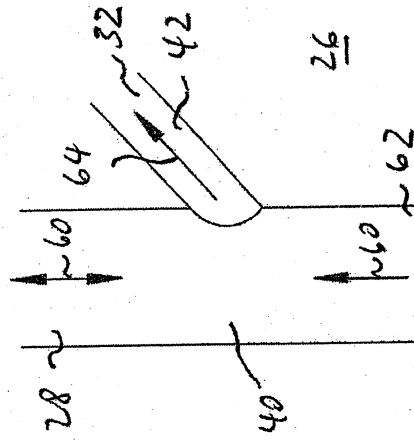
Hình 2a



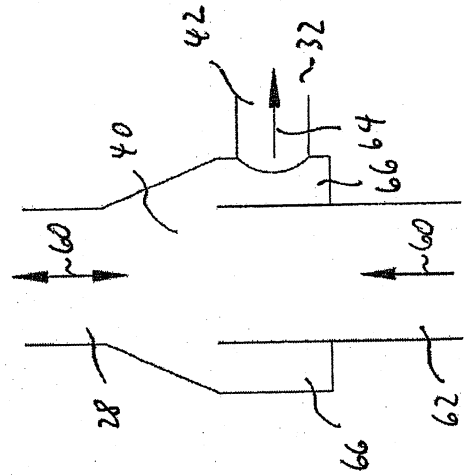
Hình 2b



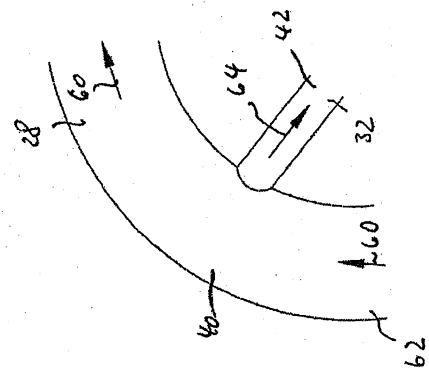
Hình 2c



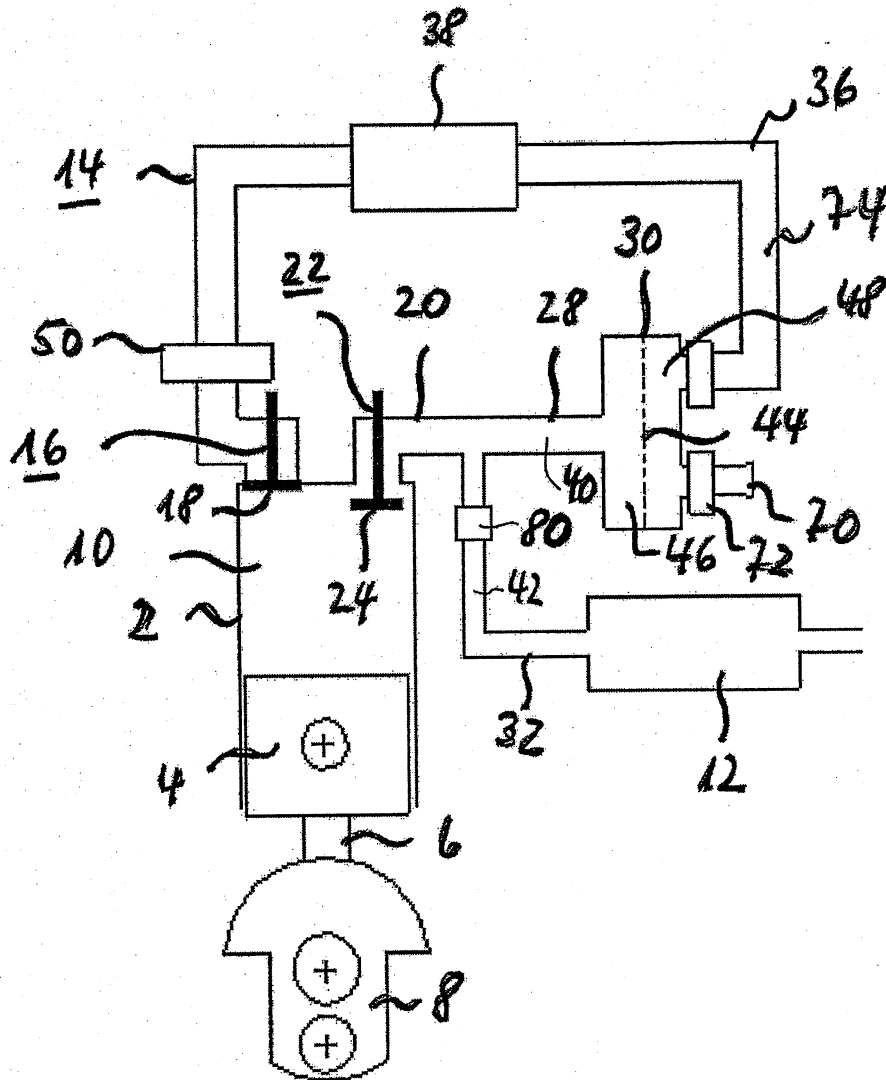
Hình 2d



Hình 2e

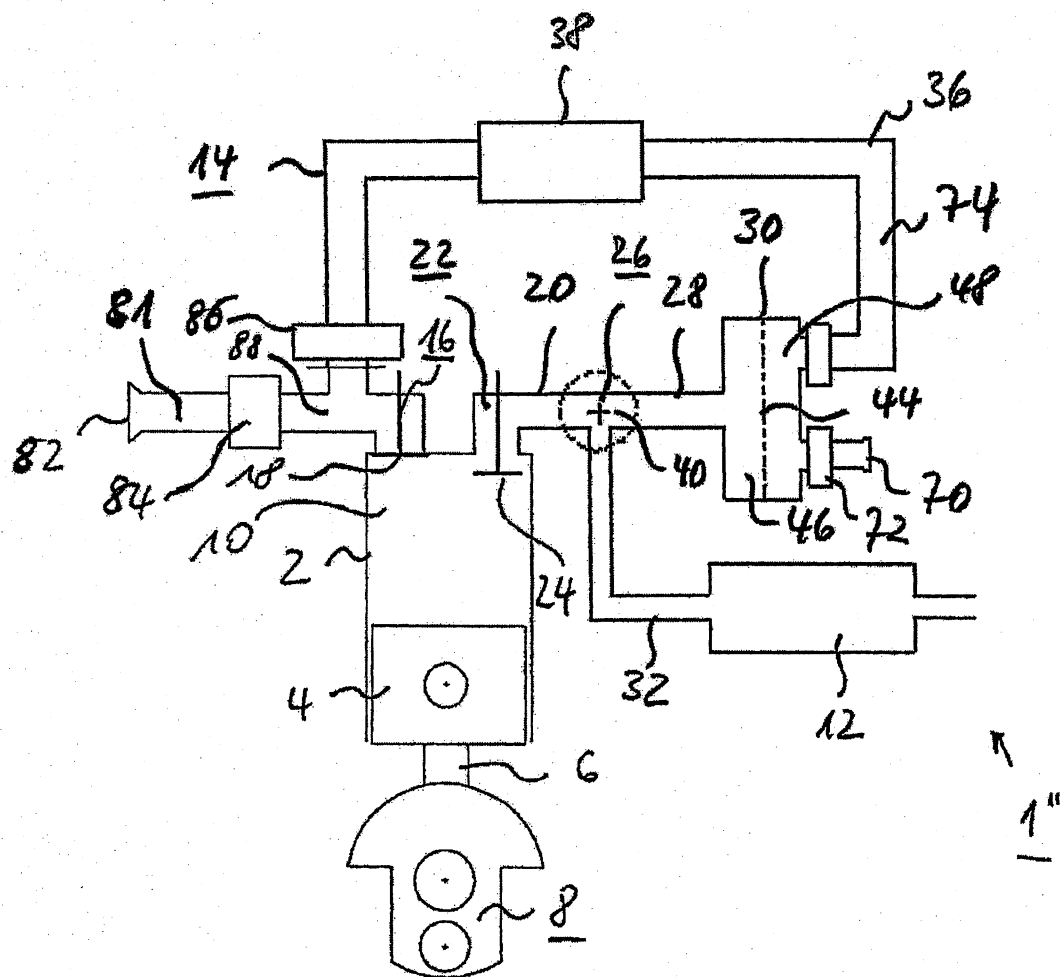


Hình 3

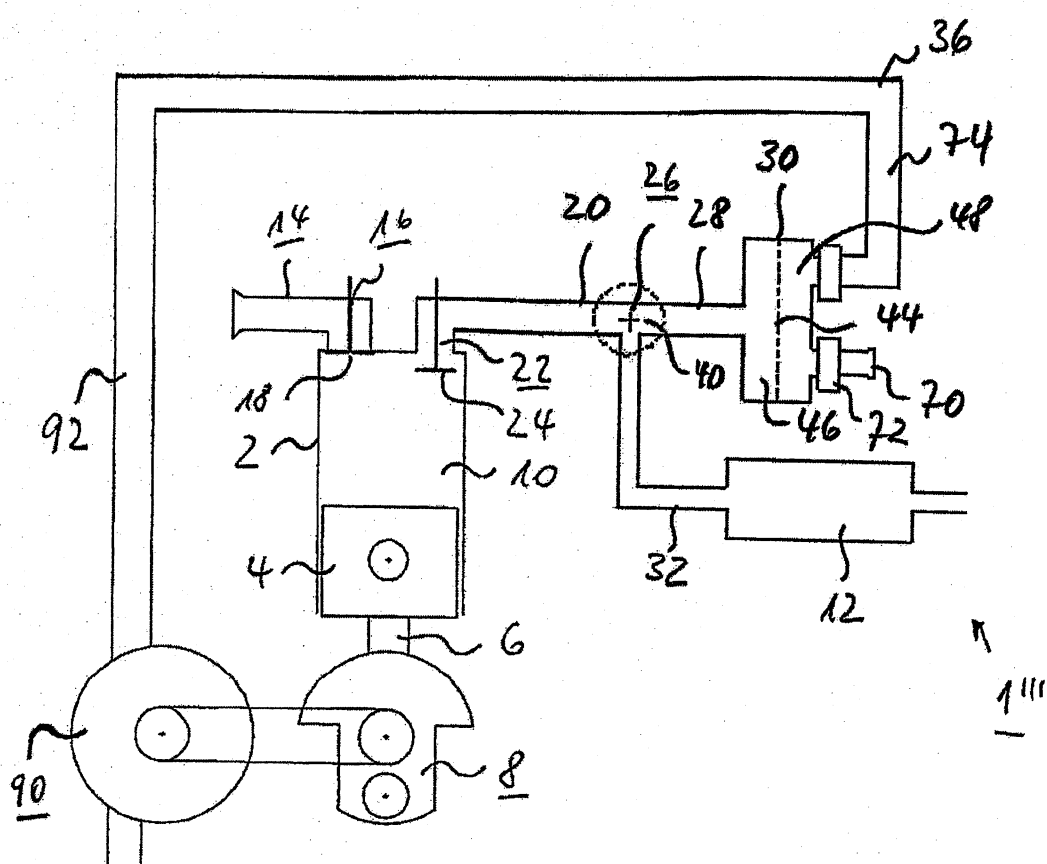


R
1'
—

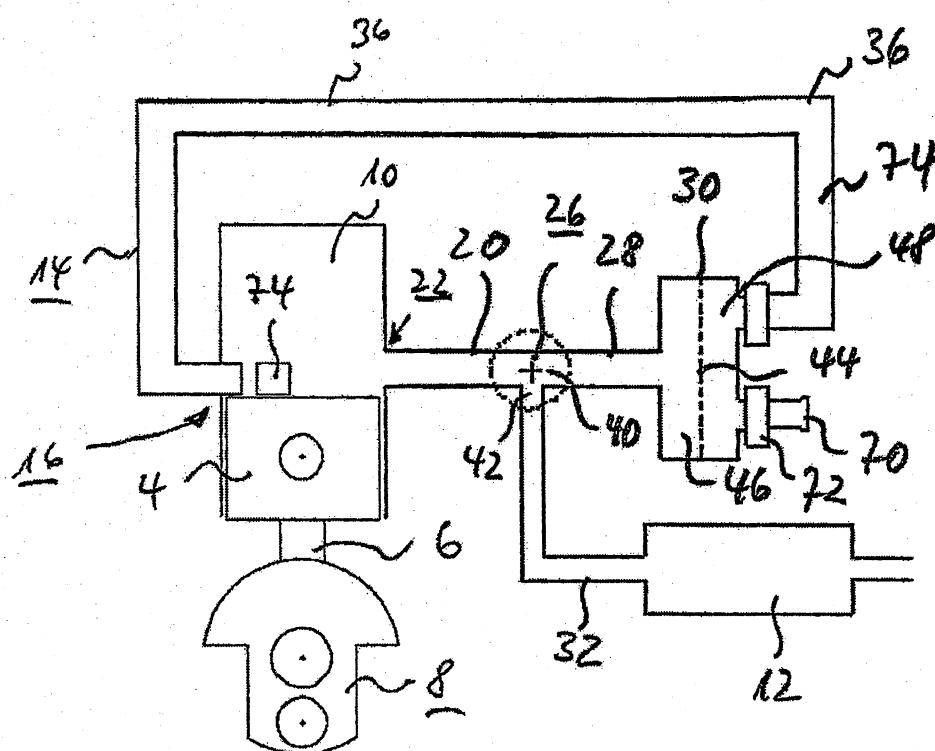
Hình 4



Hình 5

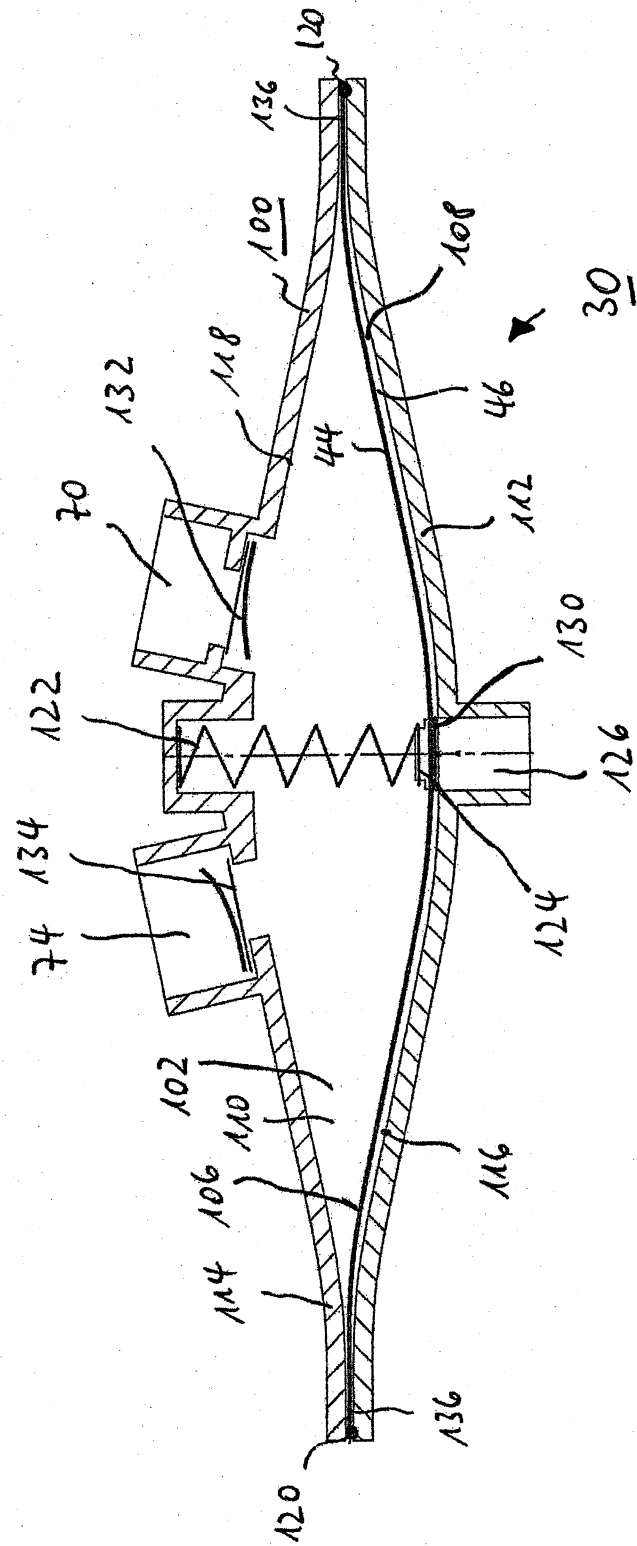


Hình 6

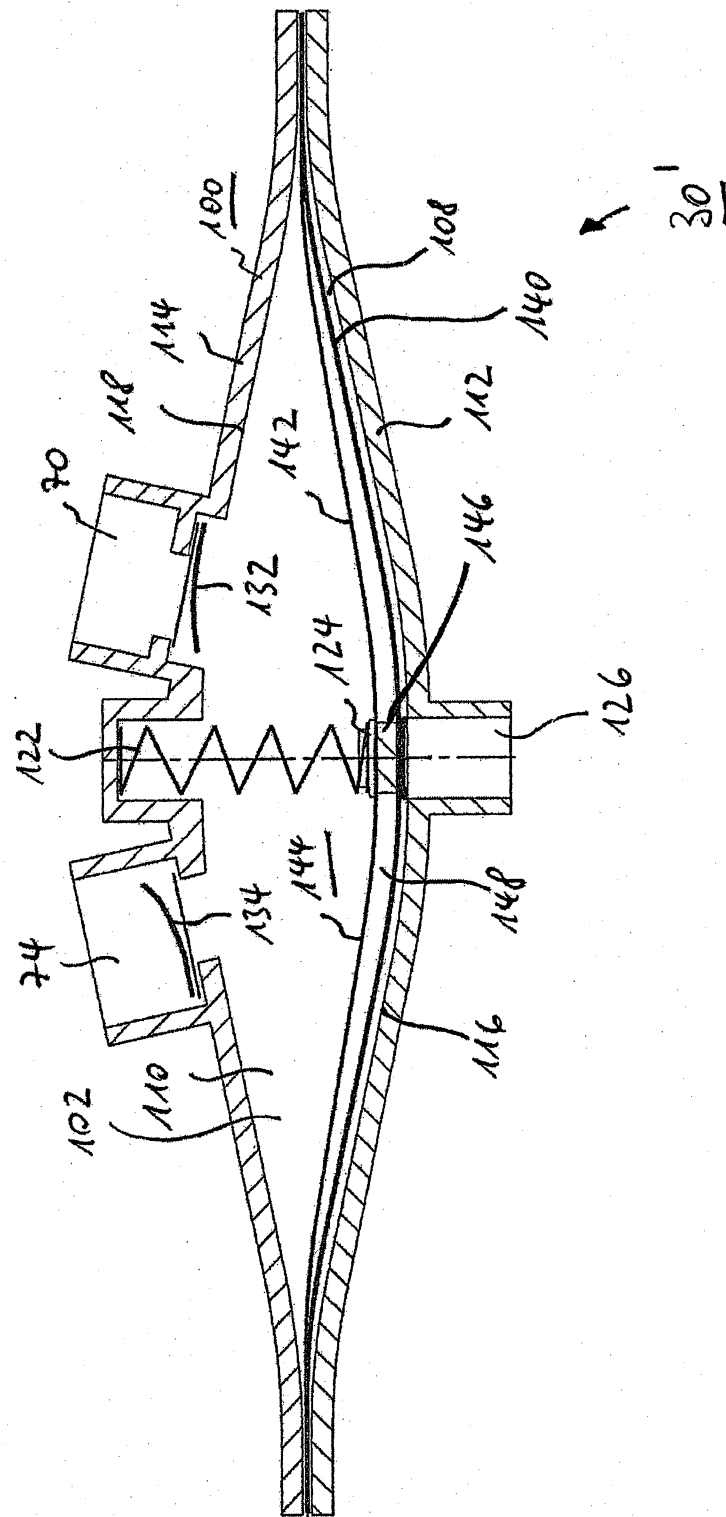


11111

Hình 7



Hình 8



Hình 9

