(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110832170 A
(43)申请公布日 2020.02.21

(21)申请号 201880044757.7

(22)申请日 2018.06.28

(30)优先权数据
15/642,041 2017.07.05 US

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2020.01.03

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/US2018/039989 2018.06.28

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2019/010053 EN 2019.01.10

(71)申请人 盖茨公司
地址 美国科罗拉多

(72)发明人 W·F·莱西

(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所 11038
代理人 高鹏添

(51)Int.Cl.
F01L 1/02(2006.01)

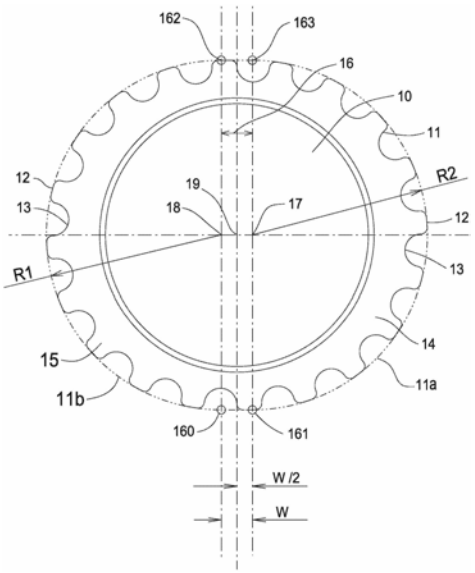
权利要求书2页 说明书9页 附图16页

(54)发明名称

同步带驱动系统

(57)摘要

一种同步带驱动系统,包括:第一长圆形链轮(10),其具有齿形表面以及设置于两个弧形部分(14,15)之间的至少一个线性部分(16),弧形部分具有恒定的半径(R1,R2),线性部分具有预定的长度;具有齿形表面的链轮(300),所述链轮通过环状的齿形构件(200)接合至所述第一长圆形链轮,并且所述第一长圆形链轮(10)的幅度和相位使得所述链轮与所述第一长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。



CN 110832170 A

1.一种同步带驱动系统,包括:

第一长圆形链轮(10),其具有齿形表面以及设置于两个弧形部分(14,15)之间的至少一个线性部分(16),所述弧形部分具有恒定的半径(R1,R2),所述线性部分具有预定的长度;

具有齿形表面的链轮(300),所述链轮通过环状的齿形构件(200)接合至所述第一长圆形链轮;以及

所述第一长圆形链轮(10)的幅度和相位使得所述链轮与所述第一长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。

2.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,还包括:

连接至第二旋转负载的第二长圆形链轮,所述第二长圆形链轮与所述环状的齿形构件接合;以及

所述第二长圆形链轮的幅度和相位使得所述链轮与所述第二长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。

3.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,其中,所述链轮与所述第一长圆形链轮之间的角位移正时误差小于0.5度峰峰值。

4.根据权利要求3所述的同步带驱动系统,其中,所述链轮与所述第二长圆形链轮之间的角位移正时误差小于0.5度峰峰值。

5.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,其中,所述环状的齿形构件的宽度等于或大于12mm。

6.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,其中,所述环状的齿形构件具有处于约630000N至约902000N的范围中的模量。

7.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,其中,所述第一长圆形链轮的幅度处于大约1.0mm至1.5mm的范围中。

8.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,其中,所述第一长圆形链轮的相位处于相对于基准点旋转的9个凹槽至25个凹槽的范围中。

9.根据权利要求8所述的同步带驱动系统,其中,所述基准点参考3点钟位置。

10.根据权利要求2所述的同步带驱动系统,其中,所述第二长圆形链轮的相位为处于相对于基准点旋转9个凹槽至25个凹槽的范围中。

11.根据权利要求10所述的同步带驱动系统,其中,所述基准点参考3点钟位置。

12.根据权利要求10所述的同步带驱动系统,其中,所述第一长圆形链轮的相位为处于相对于基准点旋转9个凹槽至25个凹槽的范围中。

13.根据权利要求12所述的同步带驱动系统,其中,所述基准点参考3点钟位置。

14.根据权利要求1所述的同步带驱动系统,其中,所述链轮连接至驱动器,并且所述第一长圆形链轮连接至旋转负载。

15.根据权利要求14所述的同步带驱动系统,其中,所述驱动器为发动机曲轴。

16.根据权利要求2所述的同步带驱动系统,其中,所述第一长圆形链轮连接至排气凸轮轴。

17.根据权利要求2所述的同步带驱动系统,其中,所述第二长圆形链轮连接至进气凸轮轴。

18.一种同步带驱动系统,包括:

第一长圆形链轮,其具有齿形表面以及设置于两个弧形部分之间的至少一个线性部分,所述弧形部分具有恒定的半径,所述线性部分具有预定的长度;

具有齿形表面的链轮,所述链轮通过环状的齿形构件接合至所述第一长圆形链轮;

所述第一长圆形链轮的幅度和相位使得所述链轮与所述第一长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1度峰峰值;

连接至第二旋转负载的第二长圆形链轮,所述第二长圆形链轮与所述环状的齿形构件接合;以及

所述第二长圆形链轮的幅度和相位使得所述链轮与所述第二长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。

19.根据权利要求18所述的同步带驱动系统,其中,所述第一长圆形链轮连接至排气凸轮轴,所述第二长圆形链轮连接至进气凸轮轴,并且所述链轮连接至发动机曲轴。

20.根据权利要求19所述的同步带驱动系统,其中,所述链轮与所述第一长圆形链轮之间的角位移正时误差小于0.5度峰峰值,并且所述链轮与所述第二长圆形链轮之间的角位移正时误差小于0.5度峰峰值。

同步带驱动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种同步带驱动系统，更具体地涉及一种具有长圆形链轮的系统，所述长圆形链轮的幅度和相位使得链轮与所述长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。

背景技术

[0002] 各种各样的汽车和工业内燃机通常依赖于同步带驱动系统来将转矩从曲轴上的驱动链轮传递至比如凸轮轴的从动链轮。凸轮轴产生的振动可能有害于发动机和同步带驱动系统的使用寿命。特别地，通过与凸轮轴凸角的接触来启动进气阀和排气阀会导致周期性的波动转矩负载被传递通过所述同步带驱动系统。

[0003] 为了减弱波动转矩负载的现有技术的尝试包含使用凸轮轴阻尼器以及阻尼的带张紧器。

[0004] 教导(例如，Dipl.-Ing.Egbert Frenke的VDI进展报告第272号，“Non-Uniform Transmission Belt Drives”)公开了使用非圆形(椭圆形)链轮来控制强烈波动的转矩。

[0005] 其它尝试包含使用具有椭圆的非圆形轮廓的转子，该轮廓具有与后缩部分交替的至少两个突出部分。当被旋转地驱动时，旋转负载组件呈现周期性波动的带张力，其中非圆形轮廓的突出部分和后缩部分的相对于第二转子的角位置的角位置以及它们的幅度大致上消除由旋转组件的波动的负载转矩所引起的交替的带张力。

[0006] 本领域的代表是美国专利号7,857,720，其公开了一种同步带驱动系统，所述同步带驱动系统包括长圆形链轮，所述链轮具有齿形表面以及设置于两个弧形部分之间的至少一个线性部分，所述弧形部分具有恒定的半径，所述线性部分具有预定的长度，第二链轮具有齿形表面，所述第二链轮通过环状的齿形构件接合至所述长圆形链轮，所述第二链轮连接至旋转负载，所述旋转负载具有周期性的转矩波动，并且被定向于带进入点处的所述长圆形链轮的半径与周期性转矩波动的最大幅度重合，以使得环状的齿形构件的跨度长度改变从而使得大致上消除周期性张力波动。

[0007] 需要一种带驱动链轮系统，其包括长圆形链轮，所述长圆形链轮的幅度和相位使得链轮与所述长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。本发明满足该需求。

发明内容

[0008] 本发明的主要方面是提供一种带驱动链轮系统，其包括长圆形链轮，所述长圆形链轮的幅度和相位使得链轮与所述长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。

[0009] 将通过对本发明的以下描述以及附图指出本发明的其它方面或使本发明的其它方面显而易见。

[0010] 本发明包括一种同步带驱动系统，所述同步带驱动系统包括：第一长圆形链轮(10)，所述第一长圆形链轮具有齿形表面以及设置于两个弧形部分(14,15)之间的至少一个线性部分(16)，所述弧形部分具有恒定的半径(R1,R2)，所述线性部分具有预定的长度；

具有齿形表面的链轮(300),所述链轮通过环状的齿形构件(200)接合至所述第一长圆形链轮,并且所述第一长圆形链轮(10)的幅度和相位使得所述链轮与所述第一长圆形链轮之间的角位移正时误差小于1.5度峰峰值。

附图说明

[0011] 被并入说明书中并构成说明书的一部分的附图示出了本发明的优选实施例,并且与说明书一同用来解释说明本发明的原理。

[0012] 图1为长圆形链轮的侧视图。

[0013] 图2为所述链轮的替代实施例的侧视图。

[0014] 图3为双凸轮、直列四缸、四冲程汽油发动机的立体图。

[0015] 图4为单凸轮、直列四缸、四冲程柴油驱动发动机的立体图,该发动机具有在凸轮轴的后部处被驱动的燃料泵。

[0016] 图5为具有燃料泵的单凸轮、四缸、四冲程柴油驱动发动机的立体图,所述燃料泵结合在同步带驱动系统中。

[0017] 图6为双凸轮、四缸、四冲程汽油驱动发动机的示意图。

[0018] 图7代表四缸、四冲程柴油发动机的从动链轮的典型的总负载特性,其包含提取的1.5阶和2阶曲线。

[0019] 图8代表四缸、四冲程发动机的驱动链轮的2阶负载特性。

[0020] 图9代表具有3活塞燃料泵的四缸、四冲程共轨柴油发动机的驱动链轮(或引起1.5阶的其它装置)的1.5阶负载特性。

[0021] 图10为表现同步带的应力/应变关系的一系列曲线。

[0022] 图11为示出了长圆形链轮的定相/相位偏移对图6中的系统的发动机动力学的影响的一系列曲线。

[0023] 图12为示出在施加长圆形链轮之前和之后的图6中所示的发动机的凸轮轴处的角振动特性曲线的图表。

[0024] 图13为示出在施加长圆形链轮之前和之后的图6中所示的发动机的紧侧张力特性曲线的图表。

[0025] 图14为曲轴转速相对振动角的图表。

[0026] 图15为曲轴速度相对进气凸轮的振动角的图表。

[0027] 图16为曲轴速度相对排气凸轮的振动角的图表。

[0028] 图17为曲轴速度相对进气凸轮的角位移的图表。

[0029] 图18为曲轴速度相对排气凸轮的角位移的图表。

[0030] 图19为示出长圆形链轮的定相对于各凸轮轴正时误差的影响的图。

[0031] 图20为示出在标准的高模量带的情况下的长圆形链轮的定相对于各凸轮轴正时误差的影响的图。

[0032] 图21为示出长圆形链轮由于带宽度对于正时误差的影响的图。

[0033] 图22为示出长圆形链轮由于偏心度的幅度对于正时误差的影响的图。

具体实施方式

[0034] 图1为长圆形链轮的侧视图。本发明的链轮10包括齿形表面11。齿形表面11接合齿形带。齿形表面11包括凸起区域12和相邻的凹槽13。凹槽13具有与对应设计的齿形带的齿形相容的形状。齿形带也被称为同步带，因为它们被用来使驱动链轮和从动链轮的旋转同步化。

[0035] 链轮10包括部分14和部分15。部分14具有弧形的齿形表面11a，其包括恒定的半径R2。部分15具有弧形的齿形表面11b，其包括恒定的半径R1。由于半径R1和R2相等且恒定，所以部分14和15为圆的部段。以这种方式使用圆形部段降低了本发明的链轮的设计和制造过程的复杂性。

[0036] 线性部分16设置于部分14与部分15之间。部分16包括矩形区段，该矩形区段具有使每个部分14和15彼此移位的效果，从而将长圆形形状赋予链轮。链轮表面11在点160与161之间以及在点162与163之间为直的，即线性的或平坦的。

[0037] 平坦部分16的长度与系统转矩波动幅度有关。在该实施例中，部分16在点160与161之间以及在162与163之间具有大约2mm的尺寸(W)。因此，部分14的曲率中心17从链轮的旋转中心19移位W/2的距离(大约1mm)。此外，部分15的曲率中心18从链轮的旋转中心19移位W/2的距离(大约1mm)。给定的尺寸仅出于示例说明的目的而非旨在限制。还得出的是，链轮的主要长度(ML)具有尺寸：

[0038] $L_{主要}$＝R1+R2+W。

[0039] 每个部分14、15的主要部段(MG)具有尺寸：

[0040] MG＝(R1+W/2)或(R2+W/2)。

[0041] 次要长度具有尺寸：

[0042] $L_{次要}$＝R1+R2

[0043] 部分16的长度(W)由部分14和15的半径决定，并且取决于被抵消的动态角振动特性，所述特性在本说明书的其它地方描述。可以使用恒定的表面节距、恒定的角节距或这两者的组合来设计链轮10。“表面节距”被限定为链轮的外径上的任何两个连续的、相对应的“节点”之间的、围绕外径线测量的距离。

[0044] 按如下所述的方式计算恒定的表面节距：

[0045] SP＝((((Ng×标称节距)/Pi)-PLD)×Pi)/Ng)

[0046] 其中

[0047] SP＝表面节距

[0048] Ng＝链轮中的凹槽的数量

[0049] 标称节距＝标称的系统节距

[0050] Pi＝～3.141

[0051] PLD＝系统的径向PLD

[0052] “角节距”被限定为链轮上的任何两个连续的、相对应的“节点”之间的角度差，并且所述角节距可以以度或弧度进行测量。

[0053] 恒定的角节距被限定如下：

[0054] AP＝360/Ng度

[0055] 其中

[0056] AP＝角节距

[0057] Ng＝链轮中的凹槽的数量

[0058] 链轮凹槽轮廓可以被单独地设计以适合发动机的特定的动力学。

[0059] 结合齿模量和链轮偏移量(W/2)对带的跨度的弹性模量进行优化，以便在预定的发动机速度下大致减小或消除张力波动。因此，在该应用中，除了幅度设计成以适于传递所需的拉伸负载之外，带还被分析和设计成系统的弹簧构件。通过迭代过程选择系统动态响应，以达到大致减小或消除所有张力波动的带模量和长圆形链轮半径(R1和R2)的组合，否则所述张力波动被传递通过带和带驱动系统。

[0060] 图2为链轮的替代实施例的侧视图。该实施例包括设置于如在图1中另外描绘的弧形部分14、15、16之间的三个线性部段。三个线性部段(161至162)和(163至164)以及(165至166)设置于各弧形部分14、15、16之间。每个弧形部分14、15、16分别包括恒定且相等的半径R1、R2、R3。三个线性部段以大约120°的间隔围绕链轮的圆周均匀地间隔开。图9代表在使用图2中所示的链轮的系统中的1.5阶负载特性。

[0061] 图3、图4以及图5为使用齿形带系统来驱动凸轮轴和辅助设备的四缸、四冲程内燃机的一些典型的驱动布局。这些发动机通常具有高的2阶动态。根据燃料泵规格，一些柴油发动机可以具有主导的1.5阶。可以在图7、图8以及图9中看到示出这样的动态的示意图。

[0062] 为了抵消2阶动态，将本发明的链轮10附接至发动机曲轴CRK。根据其它主导阶动态的存在，可能需要实施链轮的替代实施例。这些链轮可以附接至曲轴，但是同样可以被施加于系统中的其它地方，例如水泵上、燃料泵上或凸轮轴链轮(多个凸轮轴链轮)上。发动机曲轴为整个带驱动系统的驱动器。带的驱动方向为DoR。由于链轮传动比，对于凸轮轴CAM1的每次旋转，发动机曲轴CRK旋转两次。

[0063] 在图3中，链轮300连接至凸轮轴CAM1并且链轮304连接至第二凸轮轴CAM2。使用本领域中已知的惰轮IDR1和IDR2来维持适当的带布设和张力控制。链轮100连接至水泵WP。带200包绕于多个链轮之间。带200的旋转方向被示出为DoR。带200接合曲轴链轮CRK的点为201。由301表示凸轮轴惯性和转矩负载。

[0064] 齿形带200包绕在链轮10与凸轮链轮300之间。带进入点201为其中带200接合链轮的点。曲轴CRK与凸轮链轮304之间的带跨度长度为“SL”。

[0065] 类似地，在图4和图5中，凸轮轴链轮300附接至发动机凸轮轴CAM。在图4中，负载特性301包含附接至凸轮轴的后部的燃料泵的转矩特性，而在图5中，由负载特性302表示燃料泵转矩。还可能存在由其它部件(比如水泵和真空泵(即图4和图5中的WP(101)))引起的惯性和转矩负载(301、302、101)。在图4中，IDR1和IDR2为本领域中已知以合适引导带200的惰轮。在图4中，曲轴链轮10与凸轮链轮300之间的带跨度长度为“SL”。

[0066] 对于汽油发动机，主导的周期性波动转矩负载通常为凸轮轴的特性。对于柴油发动机，主导的阶可能由凸轮轴和/或可以包含于驱动系统中的燃料喷射泵所产生。由水泵和真空泵引起的转矩可以变化，但是这些转矩在与凸轮轴相同的周期或频率下自身并非周期性的，并且通常并非驱动动态的主要特性。

[0067] 图5为具有燃料喷射泵(包含于柴油发动机的传动装置中)的另外的单凸轮发动机实施例的立体图。在该实施例中，除了图4中所示的系统之外，所述系统还包括连接至燃料泵IP的链轮305。还示出了链轮P1，该链轮能够与用来驱动各种发动机附件(未示出)的另一

多肋带接合。在图5中，凸轮负载由301表示，并且燃料泵负载由302表示。链轮100连接至水泵WP。在图5中，由燃料喷射泵引起的转矩负载由302表示。

[0068] 在图7中，由曲线“E”表示四缸、四冲程发动机的典型的总负载特性。曲线“D”和“C”表示从总负载特性提取的典型的2阶和1.5阶特性。直列四缸、四冲程汽油驱动发动机的负载特性通常不包含1.5阶。

[0069] 当本发明的链轮10旋转时的该链轮的带接合点201处的平均半径的变化为图8和图9中的曲线“C”。曲线“C”的积分(所述积分为图4中的带的有效长度变化)为图8和图9中的曲线“D”。由于链轮形状的变化，平均链轮半径的变化的导数为齿形表面11上的给定点的加速度。

[0070] 为了抵消2阶动态，相对于凸轮轴链轮300以正时关系来布置长圆形链轮10的平坦部分16，以使得使图4中的链轮300与链轮10之间的带200的有效长度以大致消除由周期性凸轮轴转矩波动引起的交替的带张力的方式变化。作为消除2阶动态的设计的示例，可以通过对链轮10的最大长度(R1+R2+W)进行正时，以便在凸轮轴转矩最大(因此在带张力最大)时与带进入点201重合来实现这一点。

[0071] 包含有长圆形链轮的驱动装置的绝对尺寸特性取决于参数，该参数比如是波动转矩、带跨度模量、系统中的每个从动附件的惯性、带安装张力以及带与链轮之间的相互作用。带与链轮之间的相互作用取决于参数，该参数比如是链轮上啮合的齿的数量、带齿的模量、带的尺寸以及带与链轮表面之间的摩擦系数。

[0072] 图6为双凸轮、四缸、四冲程汽油发动机的示意图。说明性的系统包括凸轮CM1、CM2以及包绕在所述凸轮之间的带B。其还包括张紧器TEN、水泵WP以及曲轴链轮CRK。带B的旋转方向为DoR。关注的跨度长度处于链轮CRK与链轮IDR之间、链轮IDR与链轮WP之间、以及链轮CRK与链轮WP之间。在图6中，曲轴链轮CRK与凸轮链轮CM1之间的带跨度长度为“SL”。为了计算的目的，由于沿DoR在CM1与CRK之间不存在主要的负载冲击，因此可以将它们视为一个跨度“SL”。图6中所描绘的系统的变量的近似典型值如下：

[0073] 典型的凸轮转矩波动为：+40N/-30N

[0074] 带跨度模量：240Mpa

[0075] 典型的部件惯性值为：

[0076] CRK＝0.4gm^2

[0077] CM1＝CM2＝1.02gm^2

[0078] WP＝0.15gm^2

[0079] 带安装张力：400N(通过张紧器TEN以本领域已知的方式维持该安装张力)。

[0080] 三个链轮上的啮合的齿：CRK□9个齿；CM1、CM2□15个齿。

[0081] 带的尺寸：宽度＝25.4mm；长度＝1257.3mm

[0082] 链轮表面11的摩擦系数的典型值在0.15至0.5的范围中，通常为0.2。

[0083] 根据系统要求，典型的带安装张力值可以处于75N至900N的范围中。

[0084] 带跨度模量取决于抗拉构件的构造、带内的抗拉构件的股数以及带宽度。对于具有20个抗拉构件的25.4mm宽的带，带跨度模量的示例为大约240Mpa。

[0085] 图7代表四缸、四冲程柴油发动机的从动链轮的典型的总负载特性，其包含提取的1.5阶曲线(曲线“C”)和2阶曲线(曲线“D”)。直列四缸、四冲程汽油驱动发动机的负载特性

通常不包含1.5阶。“偏移量”指的是W/2。“总负载”指的是图7的线“E”。

[0086] 在图7中，线“A”为零转矩。线“B”描绘带驱动系统中的平均转矩。曲线“C”为从总负载曲线“E”提取的1.5阶转矩特性。曲线“D”为从总负载曲线“E”提取的2阶转矩特性。曲线“E”为在曲轴CRK处测量的发动机的总转矩特性。曲线“E”下方的面积表示使发动机以特定速度转动所做的功。

[0087] 图8代表四缸、四冲程发动机的驱动链轮的2阶负载特性(曲线“B”)，其包含长圆形链轮的半径的变化(曲线“C”)以及所得到的带跨度长度的变化(曲线“D”)。

[0088] 在图8中，线“A”为零转矩。曲线“B”为从总负载提取的2阶转矩特性。曲线“C”为在曲轴带轮旋转通过360度时由图1中的段16所引起的有效曲轴带轮半径的变化。曲线“D”为曲线“C”的积分，并且是由图1中所描绘的链轮所引起的带驱动跨度长度的有效变化。

[0089] 图9代表具有三活塞燃料泵的四缸、四冲程柴油发动机的驱动链轮(或者是将引起1.5阶的其它从动装置)的1.5阶负载特性“B”，其包含针对长圆形链轮的替代的三凸角实施例(图2)的链轮半径长度的变化(曲线“C”)以及所得到的带跨度长度变化(曲线“D”)。带跨度长度为例如图6的凸轮链轮CAM与曲轴链轮CRK之间的距离。

[0090] 在图9中，线“A”为零转矩。曲线“B”为从总负载提取的1.5阶转矩特性。曲线“C”为在曲轴带轮旋转通过360度时的有效曲轴带轮半径的变化。曲线“D”为曲线“C”的积分并且为由图3中所描绘的链轮的替代实施例所引起的驱动长度的有效变化。

[0091] 在图10中示出了在本发明的系统中所使用的各种带的抗拉构件的弹性模量。曲线SS1至SS6被称为各种带200的应力-应变曲线。每条曲线代表针对带中的张力绳(tensile cord)使用不同材料的模量。示出弹性体HNBR的带主体，但并非限制于此。除了HNBR之外，其它的带主体材料可以包含EPDM、CR(氯丁二烯)和聚氨酯，或上述材料中的两种或更多种的组合。所述材料包括：

[0092] SS1(玻璃纤维#1张力绳，HNBR主体)

[0093] SS2(玻璃纤维#2张力绳，HNBR主体)

[0094] SS3(玻璃纤维#3张力绳，HNBR主体)

[0095] SS4(碳纤维张力绳，HNBR主体)

[0096] SS5(Aramid™张力绳，HNBR主体)

[0097] SS6(碳纤维张力绳，HNBR主体)。

[0098] 如本领域中已知的那样，每个抗拉构件的弹性模量为每条曲线(SS1至SS6)的斜率。通常，在曲线的大致线性部分上进行该测量和计算。除了玻璃纤维、碳纤维以及Aramid™之外，另外的抗拉构件材料可以包含细丝不锈钢丝。

[0099] M＝Δ应力/Δ应变(在曲线的大致线性部分中测量)

[0100] 带跨度模量取决于抗拉构件的构造、带内的抗拉构件的股数以及带宽度。对于具有20股玻璃纤维抗拉构件的25.4mm宽的带，曲线SS1的带跨度模量的示例将为大约242Mpa。

[0101] 图11为示出了长圆形链轮主要长度的定相/相位偏移对图6中的系统的发动机动力学的影响的一系列曲线。曲线“D”为链轮主要长度至带进入点201的位置与转矩脉冲之间的最佳正时布置。曲线A、B以及C分别是从曲线“A”位置顺时针方向正时偏移+6、+4以及+2个齿。曲线“E”是沿逆时针方向正时偏移2个齿。最大带跨度长度相对于峰值转矩和惯性负载的定相可以根据驱动装置的主导阶以及系统待减小的那些阶而变化。带进入点201为带接

合链轮的点。在图3中，跨度长度为“SL”。

[0102] 关于角间隔或定相，使用以下方式计算容许的角公差：

[0103] +/-(360/2×链轮凹槽的数量)。

[0104] 当转矩最大时，带驱动跨度长度最大。

[0105] 图12为示出了正确定相的长圆形链轮对如图6中所示的双凸轮、四缸、四冲程发动机的影响的图表。曲线“A”和“B”分别表示在使用圆形链轮的现有技术设计的进气凸轮轴链轮和排气凸轮轴链轮处的角振动的测量值。

[0106] 作为比较，曲线“C”和“D”分别表示在曲轴上使用本发明的链轮的情况下的进气凸轮轴链轮和排气凸轮轴链轮处的角振动的测量值。由此得到的角振动的减少为大约50％。

[0107] 类似地，图13为示出了如图1中所描绘的正确定相的长圆形链轮对如图6中所示的双凸轮、四缸、四冲程发动机的影响的图表。曲线“A”、“B”以及“C”分别表示针对现有技术的驱动装置设计的、在发动机速度范围中的最大、平均和最小的动态紧侧张力的测量值。在该示例中，在图6中的位置IDR处测量该张力。为了延长带的使用寿命，应当使带的紧侧张力最小。曲线“D”、“E”以及“F”表示在使用本发明的链轮的情况下的最大、平均和最小的带紧侧张力的测量值。在发动机的共振速度范围(大约4000rpm至大约4800rpm)中，所得到的安装紧侧张力的减小在50-60％的范围中。带的紧侧张力的减小有可能显著地提高带的运行寿命。

[0108] 本发明的系统在减小内燃机中的正时误差方面有用。正时误差为驱动轴与从动轴之间的由随机因素(比如振动、部件不准确度和弹性变形)所引起的位置差异。在该情况下，是内燃机的凸轮轴(从动)与发动机的曲轴(驱动)相比的旋转不准确度引起。通常以峰峰值度数为单位进行记录。例如，参考图3，链轮300和链轮304各自均为长圆形。使用长圆形链轮显著地减小了正时误差，这进而改善燃料经济性、降低排放并且总体上改善发动机性能和效率。在部件级别方面，减小的正时误差以及降低的系统负载使得耐用性更好并且使得NVH问题的可能性更低。张力的减小降低了驱动器中的NVH水平，尤其是啮合顺序。施加长圆形链轮来减小正时误差并不仅限于针对发动机的凸轮轴。通过将长圆形链轮插入于曲轴或燃料泵，同样可以获得益处。

[0109] 图14为曲轴转速与角振动的图表。示例性的角振动随着发动机速度增加而减小。图14显示电动机驱动(motored)的发动机和已点火发动机的数据。对于电动机驱动的发动机，曲轴由电动机驱动，在每个缸中都不存在燃料的燃烧。对于已点火发动机，以用于内燃机的常规方式(即利用每个缸中的燃料的燃烧)来驱动曲轴。对于给定的发动机转速，电动机驱动的发动机(MER)反应的角振动小于已点火发动机(FER)的角振动。

[0110] 图15为曲轴速度与进气凸轮的振动角的图表。长圆形链轮被安装至进气气门机构凸轮轴。示出三种状态。第一种针对不具有长圆形链轮的标准的驱动装置系统(曲线A)。第二种具有长圆形链轮(曲线B)，并且第三种具有长圆形链轮以及高模量带。长圆形链轮的相位和幅度为距3点钟位置10.5节距以及1.5mm。标准带的模量为630,000N，高模量带的模量为902,000N。模量以牛顿(N)为单位给出，并且被限定为将单位长度延长100％所需的力。

[0111] 当与标准的驱动装置系统的在大约1.5度峰峰值处的值相比时，第三种状态(曲线C)的振动角被显著地减小至小于0.5度峰峰值，所述峰峰值都在4000RPM下测得。

[0112] 图16为曲轴速度与排气凸轮的振动角的图表。长圆形链轮被安装至排气气门机构

凸轮轴。示出三种状态。第一种针对不具有长圆形链轮的标准的驱动装置系统(曲线A)。第二种具有长圆形链轮(曲线B),并且第三种具有长圆形链轮和高模量的带。当与标准的驱动装置系统的在大约1.5度峰峰值处的值相比时,第三种状态(曲线C)的振动角被显著地减小至大约0.5度峰峰值,所述峰峰值都在4000RPM下测得。然而,根据发动机的不同,改进可以介于小于1.5度峰峰值至大约0.5度的范围之间,减小量稍大于60%。长圆形链轮的相位和幅度为距3点钟位置23.5节距以及1.5mm。标准带的模量为大约630,000N,高模量带的模量为大约902,000N。

[0113] 图17为曲轴速度与进气凸轮的角位移的图表。角位移也被称为正时误差并且是相对于曲轴位置测量的。长圆形链轮被安装至进气气门机构凸轮轴。示出三种状态。第一种针对不具有长圆形链轮的标准的驱动装置系统(曲线A)。第二种具有长圆形链轮(曲线B),并且第三种具有长圆形链轮和高模量带。当与标准的驱动装置系统的在大约1.5度峰峰值处的值相比时,第三种状态(曲线C)的角位移被显著地减小至小于0.5度峰峰值,所述峰峰值都在4000RPM下测得。然而,根据发动机的不同,改进可以介于小于1.5度峰峰值至大约0.5度的范围之间,减小量稍大于60%。长圆形链轮的相位和幅度为距3点钟位置10.5节距以及1.5mm。标准带的模量为大约630,000N并且高模量带的模量为大约902,000N。

[0114] 图18为曲轴速度与排气凸轮的角位移的图表。长圆形链轮被安装至排气气门机构凸轮轴。示出三种状态。第一种针对不具有长圆形链轮的标准的驱动装置系统(曲线A)。第二种具有长圆形链轮(曲线B)并且第三种具有长圆形链轮和高模量带(曲线C)。当与标准的驱动装置系统的在大约1.5度峰峰值处的值相比时,第三种状态的角位移被显著地减小至大约0.5度峰峰值,所述峰峰值都在4000RPM下测得。然而,根据发动机的不同,改进可以介于小于1.5度峰峰值至大约0.5度的范围之间,减小量稍大于60%。长圆形链轮的相位和幅度为距3点钟位置23.5节距以及1.5mm。标准带的模量为大约630,000N并且高模量带的模量为大约902,000N。

[0115] 图19为示出长圆形链轮定相对于各凸轮轴正时误差的影响的图。Y轴为各凸轮链轮的相对于曲轴的角位移或正时误差。其被引用为峰峰值,即最小值与最大值之间的数值差。附图的第1栏和第2栏记录全部使用圆形链轮的标准的驱动装置设置。第3栏记录使用安装于进气凸轮轴和排气凸轮轴上的3阶长圆形链轮。每个链轮定位成使得使最大偏移量与凸轮轴凸角一致。第4栏至13栏记录使用不同偏移量的长圆形链轮的各种测试。“3点钟”位置为所有偏移量的基准点。给出的值仅仅为链轮基准点从该位置旋转通过的节距或凹槽数量加“g”。“基准点”为被用作角度测量的参考的点。这被设置于12点钟位置处。“CW”指的是顺时针方向。例如,“EX 23.5g CW”参考3点钟位置并且排气凸轮长圆形链轮从发动机上的3点钟位置沿顺时针方向偏移23.5个凹槽。

[0116] 图20为示出在标准的高模量带的情况下长圆形链轮定相对于各凸轮轴正时误差的影响的图。Y轴为各凸轮链轮的相对于曲轴的角位移(以峰峰值度数为单位)或正时误差。其被引用为峰峰值,即最小值与最大值之间的数值差。附图的第1栏和第3栏记录全部使用圆形链轮的标准的驱动装置设置。每栏均记录使用安装于进气凸轮轴和排气凸轮轴上的3阶长圆形链轮。每个链轮均被定位成使得使最大偏移量与凸轮轴凸角一致。第2栏以及第4至8栏记录使用不同偏移量的长圆形链轮的各种测试。“3点钟”位置为所有偏移量的基准点。给出的值仅仅为链轮基准点从该位置旋转通过的节距或凹槽的数量。“基准点”为被用

作角度测量的参考的点。这被设置于3点钟位置处。用于排气的长圆形链轮的相位为距3点钟位置23.5节距，用于进气的长圆形链轮的相位为距3点钟位置10.5节距，并且用于排气和进气的长圆形链轮的幅度均为1.5mm。标准带的模量为大约630,000N并且高模量带的模量为大约902,000N。

[0117] 图21为示出示出长圆形链轮由于带宽度对正时误差的影响的图。第1栏记录使用圆形链轮的系统中的14mm宽的带。第2栏记录使用长圆形链轮的系统中的14mm宽的带。第3栏记录在使用标准链轮的系统中的使用高模量带的14mm宽的带。第4栏记录在使用长圆形链轮的系统中的使用高模量带的14mm宽的带。第5栏记录使用标准链轮的系统中的使用标准模量带的18mm宽的带。

[0118] 图22为示出长圆形链轮由于偏心度的幅度对正时误差的影响的图。每栏记录在进气凸轮轴和排气凸轮轴上使用的长圆形链轮。每个系统的偏心度幅度介于1.0mm至1.5mm之间。

[0119] 可以在电动机驱动的发动机和已点火发动机上进行测试以验证长圆形链轮的减小带驱动系统动力学的有效性。包含在附图中的针对正时误差的改进结果产生于电动机驱动的发动机上。尽管在大多数情况下，这些结果会转移至已点火发动机，但是在某些情况下，长圆形链轮并不会减小某些发动机的动力学特性。应当在已点火发动机上进行测试，以确保所需的改进能够实现且是可靠的。执行测试所需的步骤在发动机动力学领域中为已知的。这些还包括的是，振动传感器需要在油环境中运行、需要能够承受高达160℃的温度，并且需要能够承受来自油和添加剂的化学侵蚀。在每个系列的测试运行开始和结束时进行一致性检查。在从怠速经过60秒至最大发动机速度的启动期间进行测量。使用标准的Rotec系统进行数据捕获和分析。

[0120] 尽管已经在本文中描述了本发明的形式，但是对于本领域技术人员而言，显而易见的是，可以对部件的构造和关系进行改变，而不脱离本文中所描述的本发明的精神和范围。

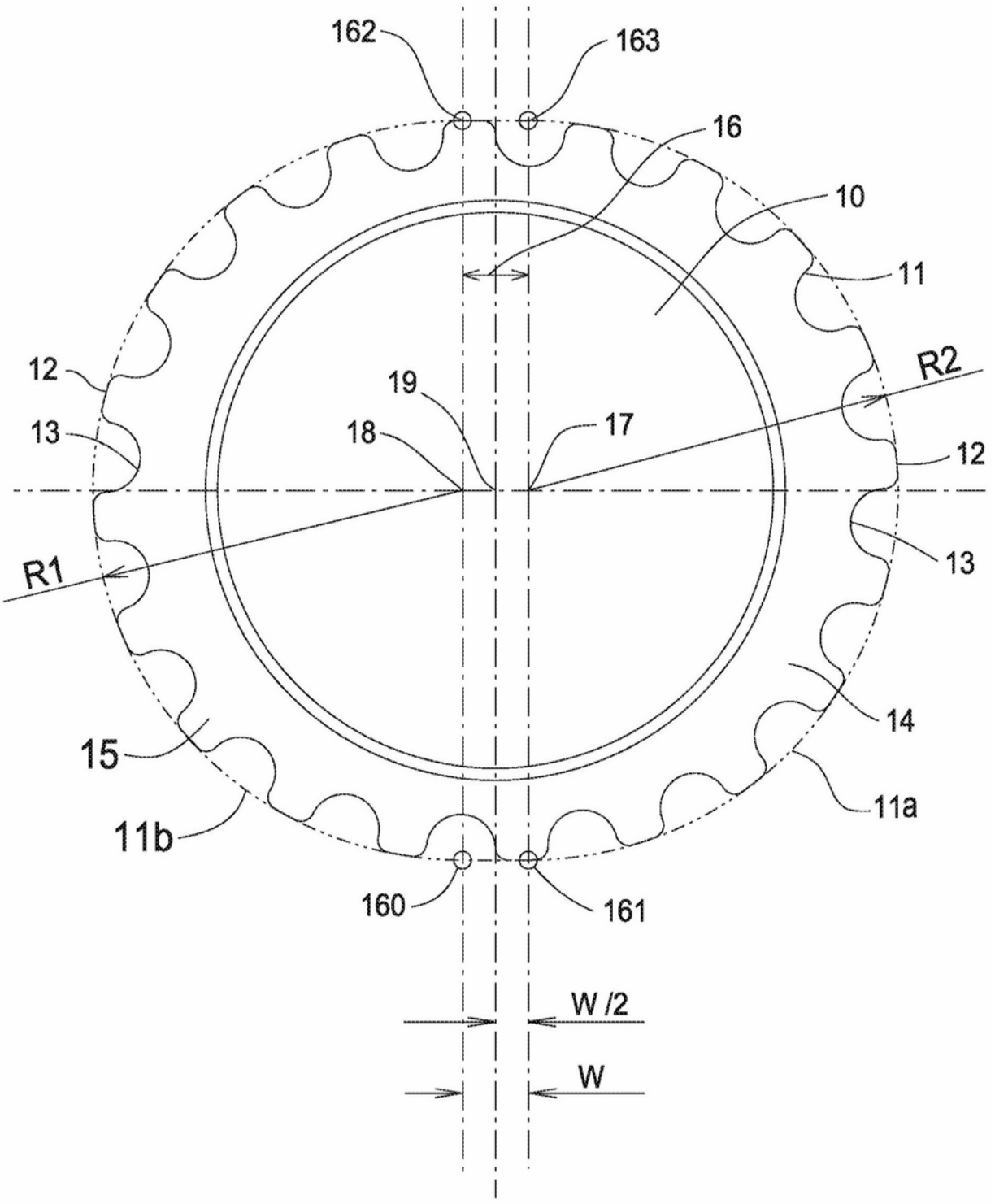


图1

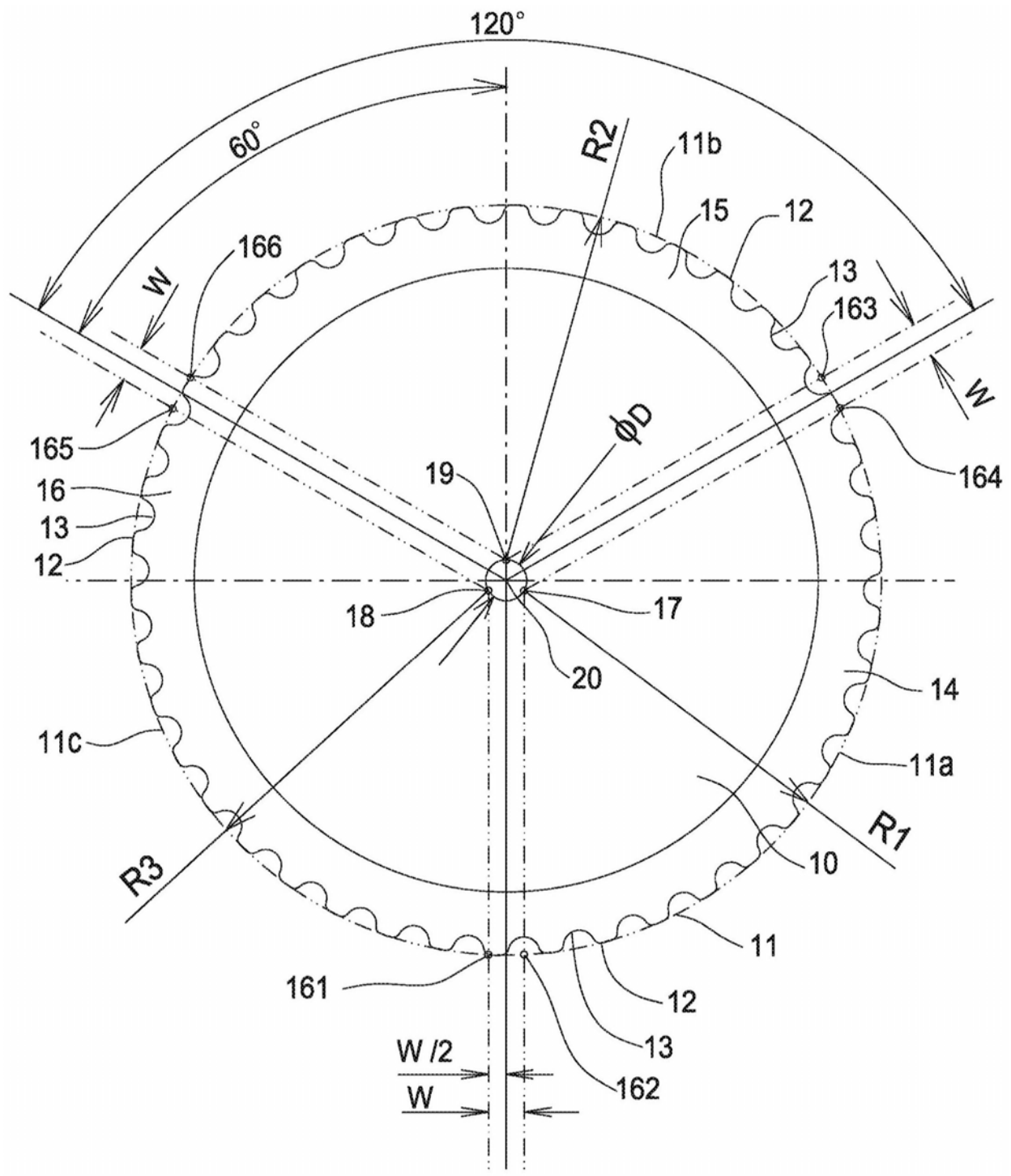

120°
60°
R2
11b
15
12
166
W
13
163
W
165
φD
164
19
16
13
12
18
17
20
14
11c
11a
R1
R3
10
11
161
12
13
W /2
162
W

图2

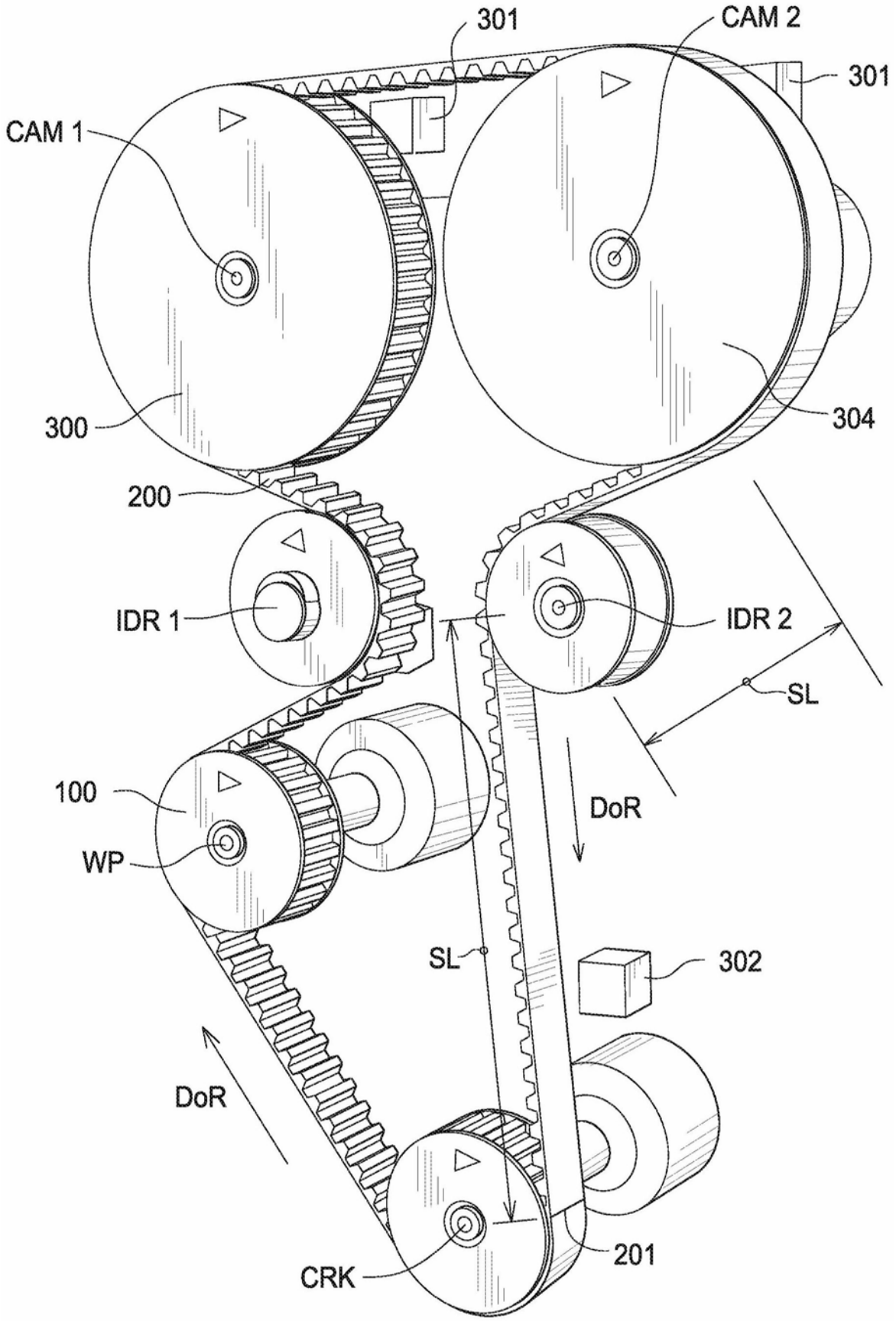

301
CAM 2
301
CAM 1
300
304
200
IDR 1
IDR 2
SL
100
DoR
WP
SL
302
DoR
CRK
201

图3

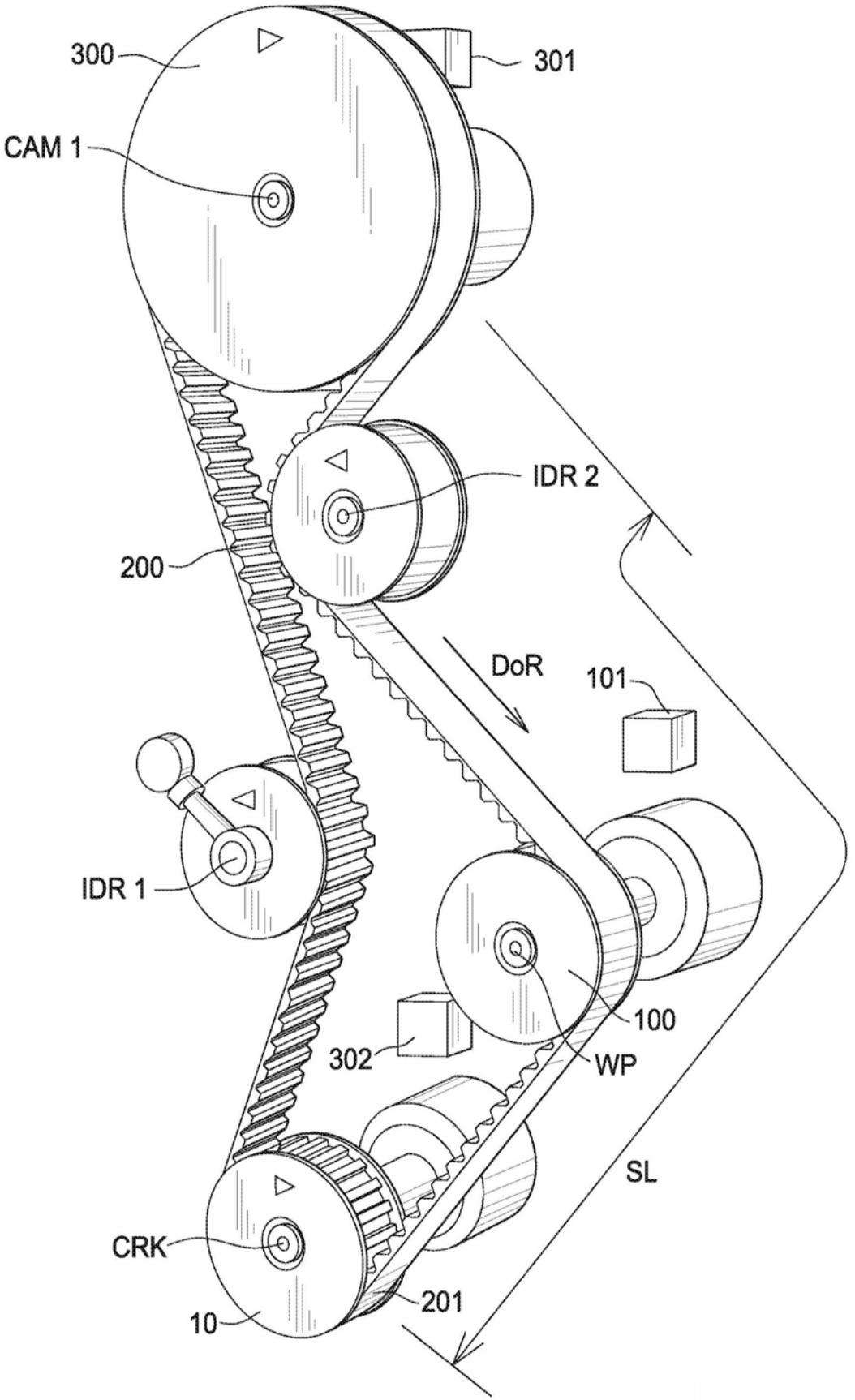


图4

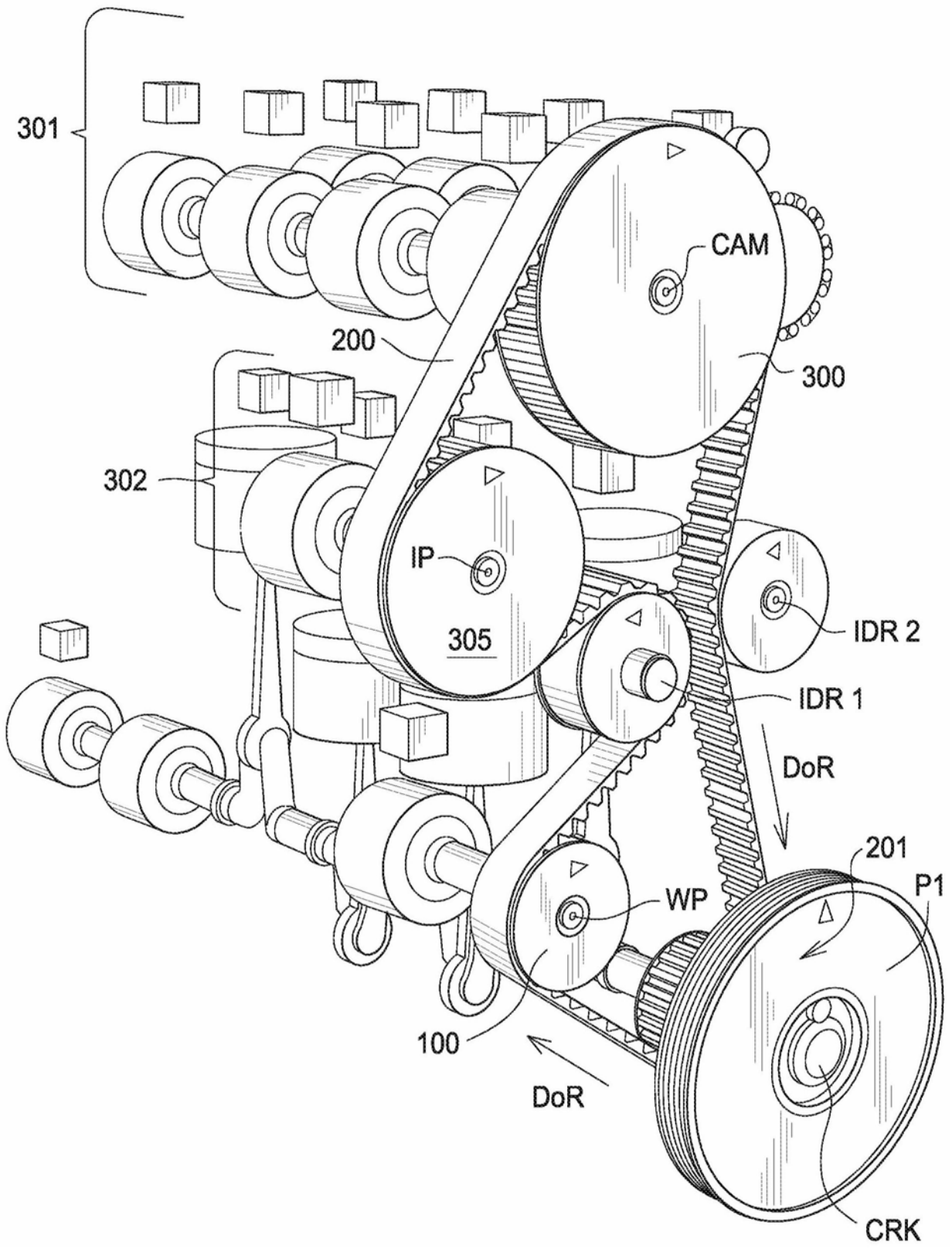


图5

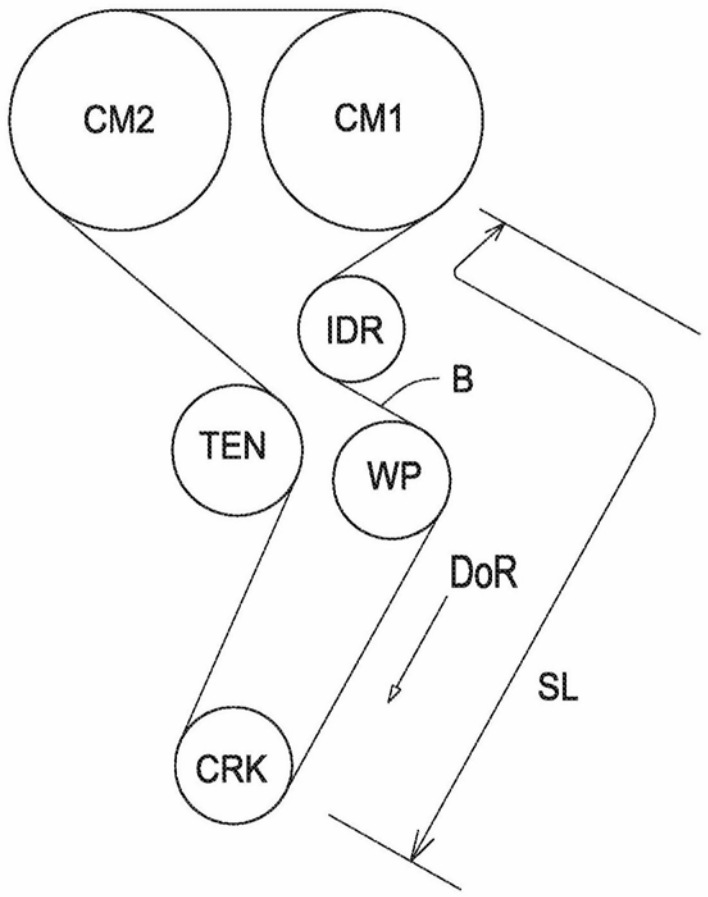

CM2
CM1
IDR
B
TEN
WP
DoR
SL
CRK

图6

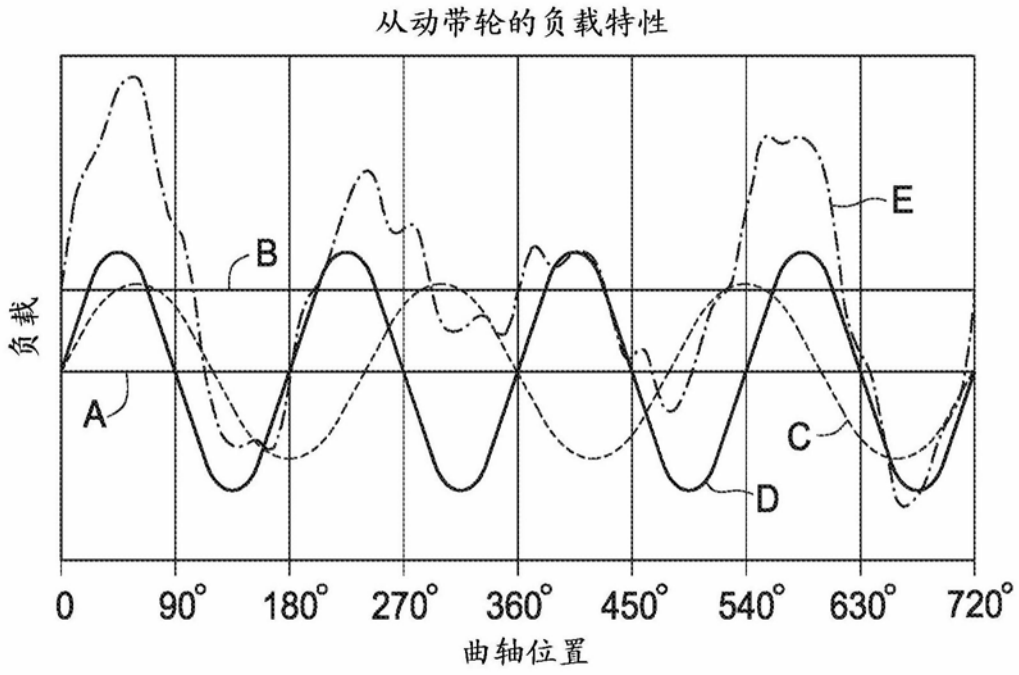

从动带轮的负载特性
负载
B
E
A
C
D
0
90°
180°
270°
360°
450°
540°
630°
720°
曲轴位置

图7

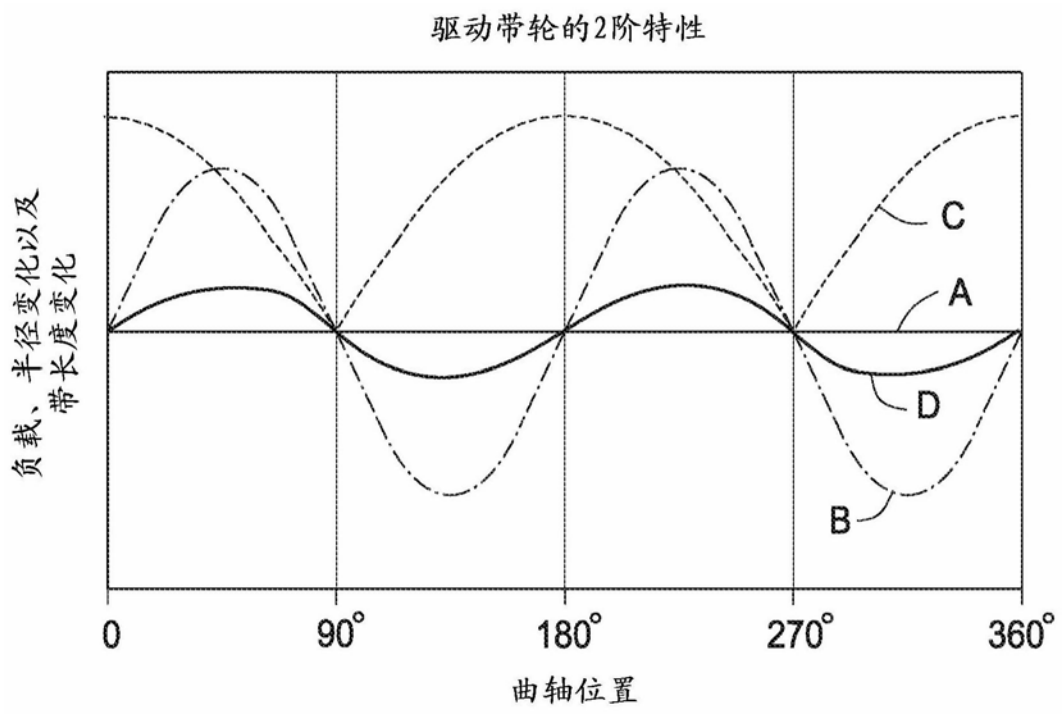

驱动带轮的2阶特性
负载、半径变化以及
带长度变化
C
A
D
B
0
90°
180°
270°
360°
曲轴位置

图8

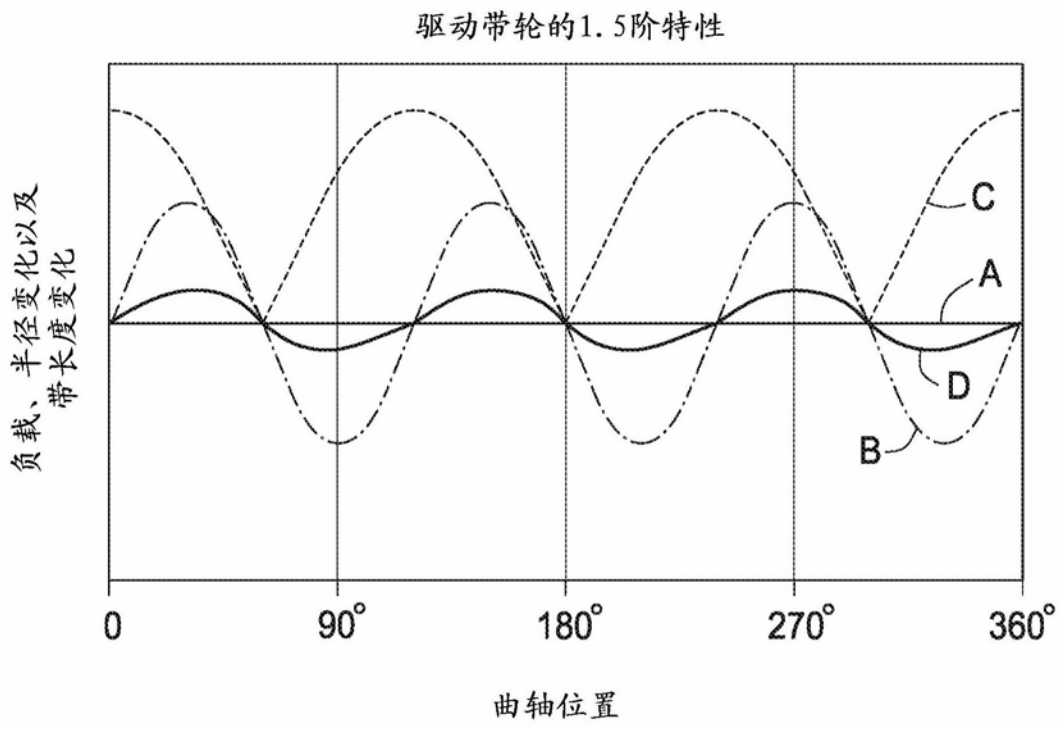

驱动带轮的1.5阶特性
负载、半径变化以及
带长度变化
C
A
D
B
0
90°
180°
270°
360°
曲轴位置

图9

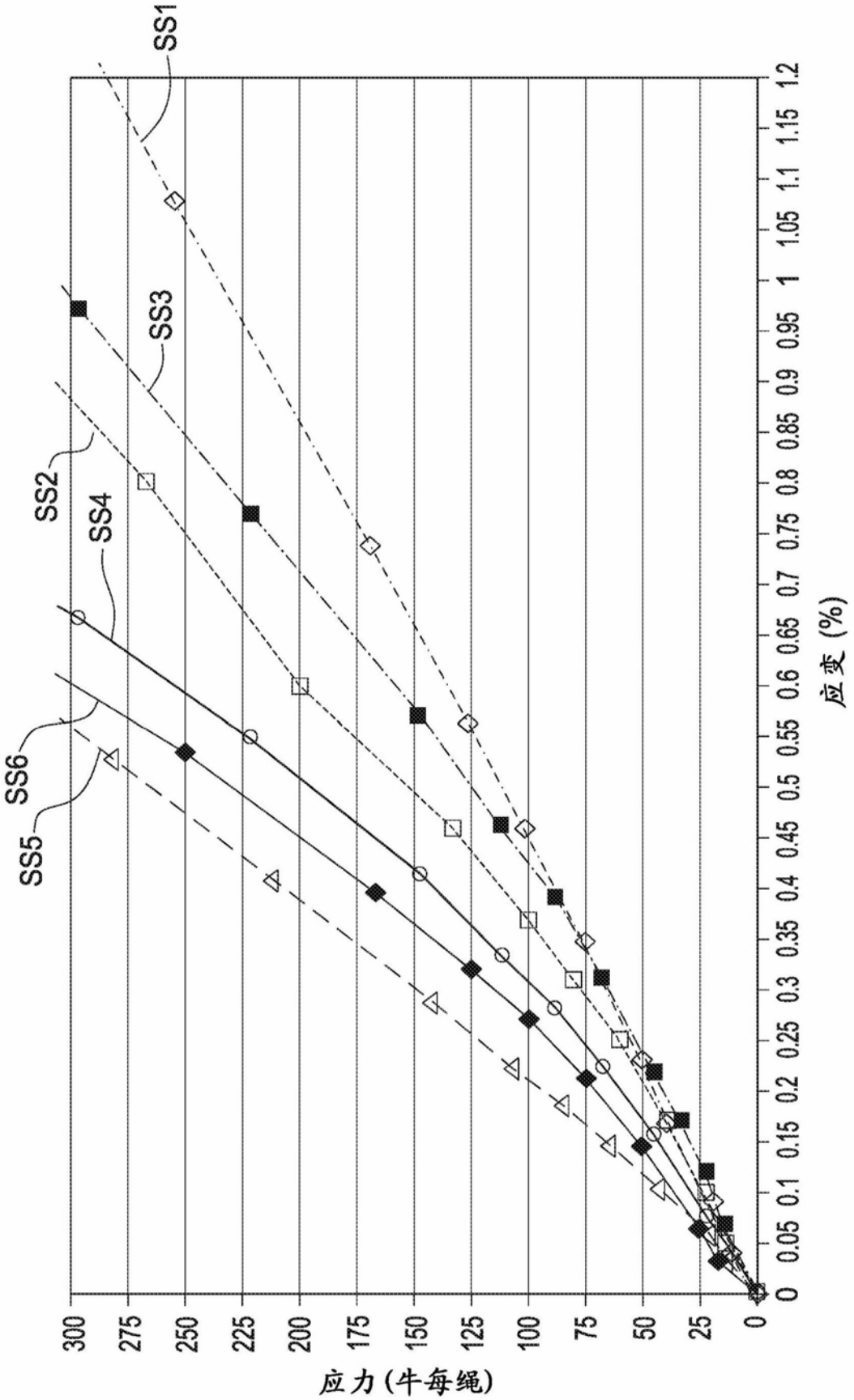

SS1
SS2
SS3
SS4
SS5
SS6
应力(牛每绳)
300
275
250
225
200
175
150
125
100
75
50
25
0
应变(%)
0
0.05
0.1
0.15
0.2
0.25
0.3
0.35
0.4
0.45
0.5
0.55
0.6
0.65
0.7
0.75
0.8
0.85
0.9
0.95
1
1.05
1.1
1.15
1.2

图10

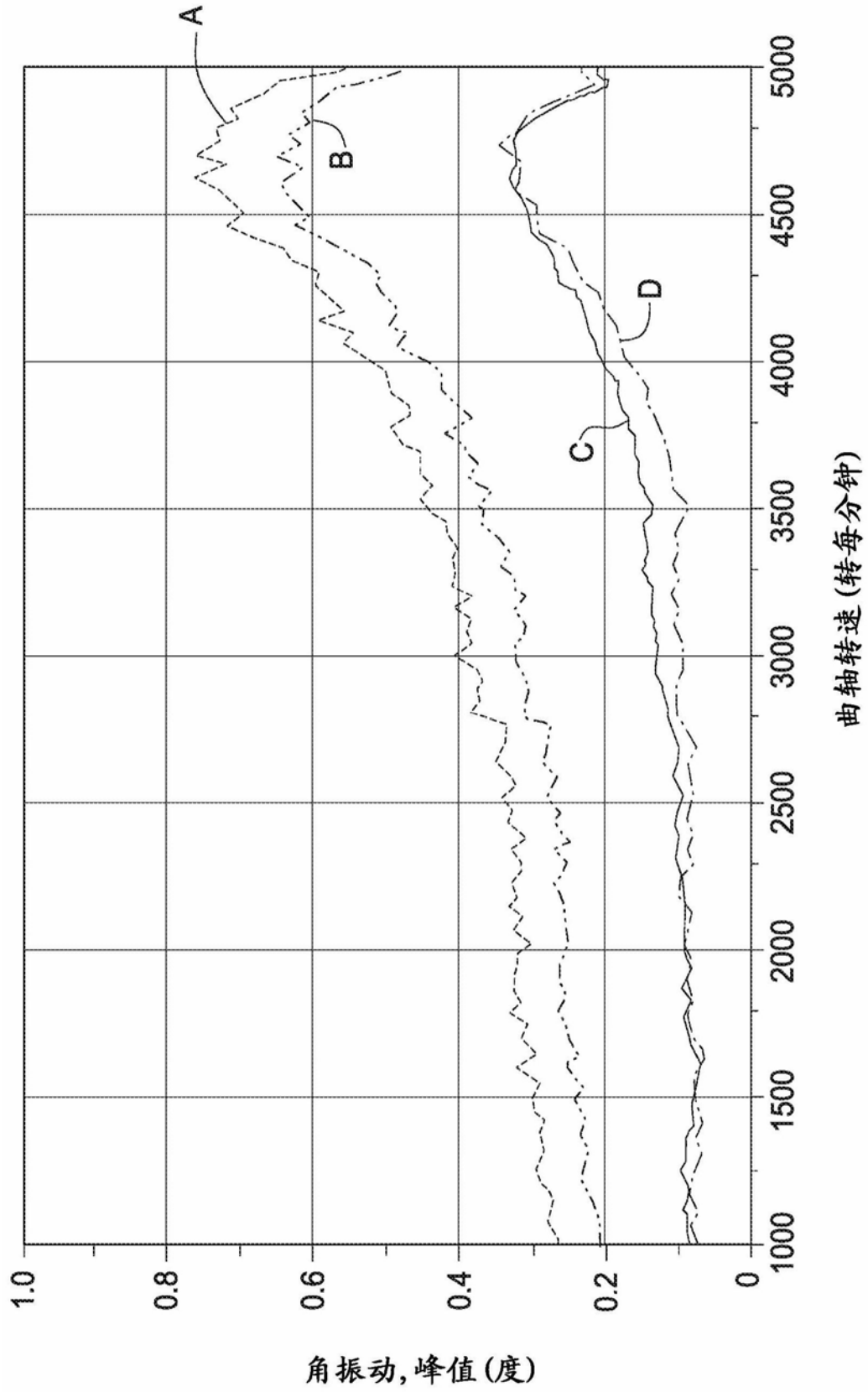

A
B
C
D
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
0
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
角振动,峰值(度)
曲轴转速(转每分钟)

图12

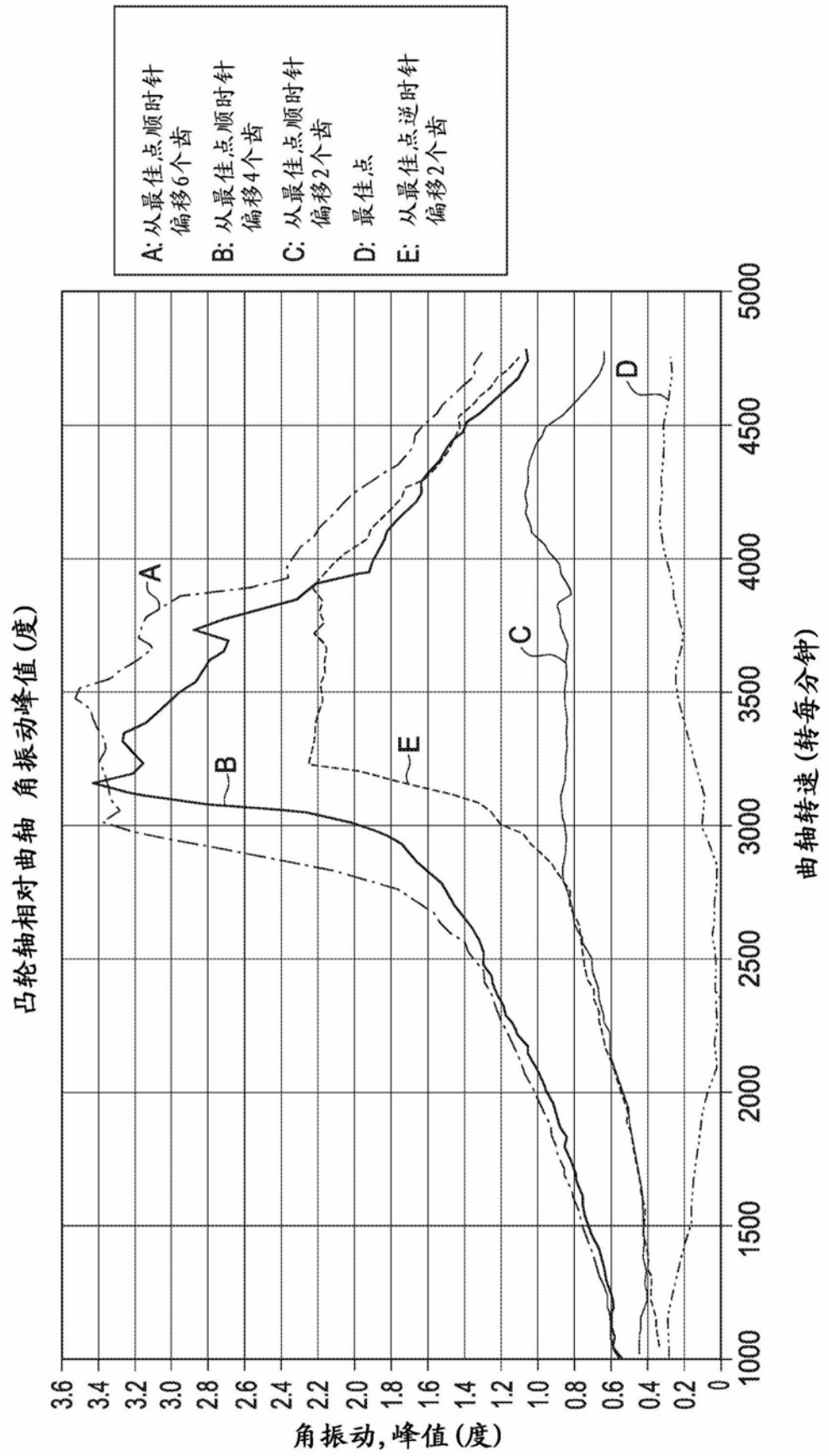

A: 从最佳点顺时针偏移6个齿
B: 从最佳点顺时针偏移4个齿
C: 从最佳点顺时针偏移2个齿
D: 最佳点
E: 从最佳点逆时针偏移2个齿
凸轮轴相对曲轴 角振动峰值(度)
角振动,峰值(度)
曲轴转速(转每分钟)
3.6
3.4
3.2
3.0
2.8
2.6
2.4
2.2
2.0
1.8
1.6
1.4
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
0
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
A
B
C
D
E

图11

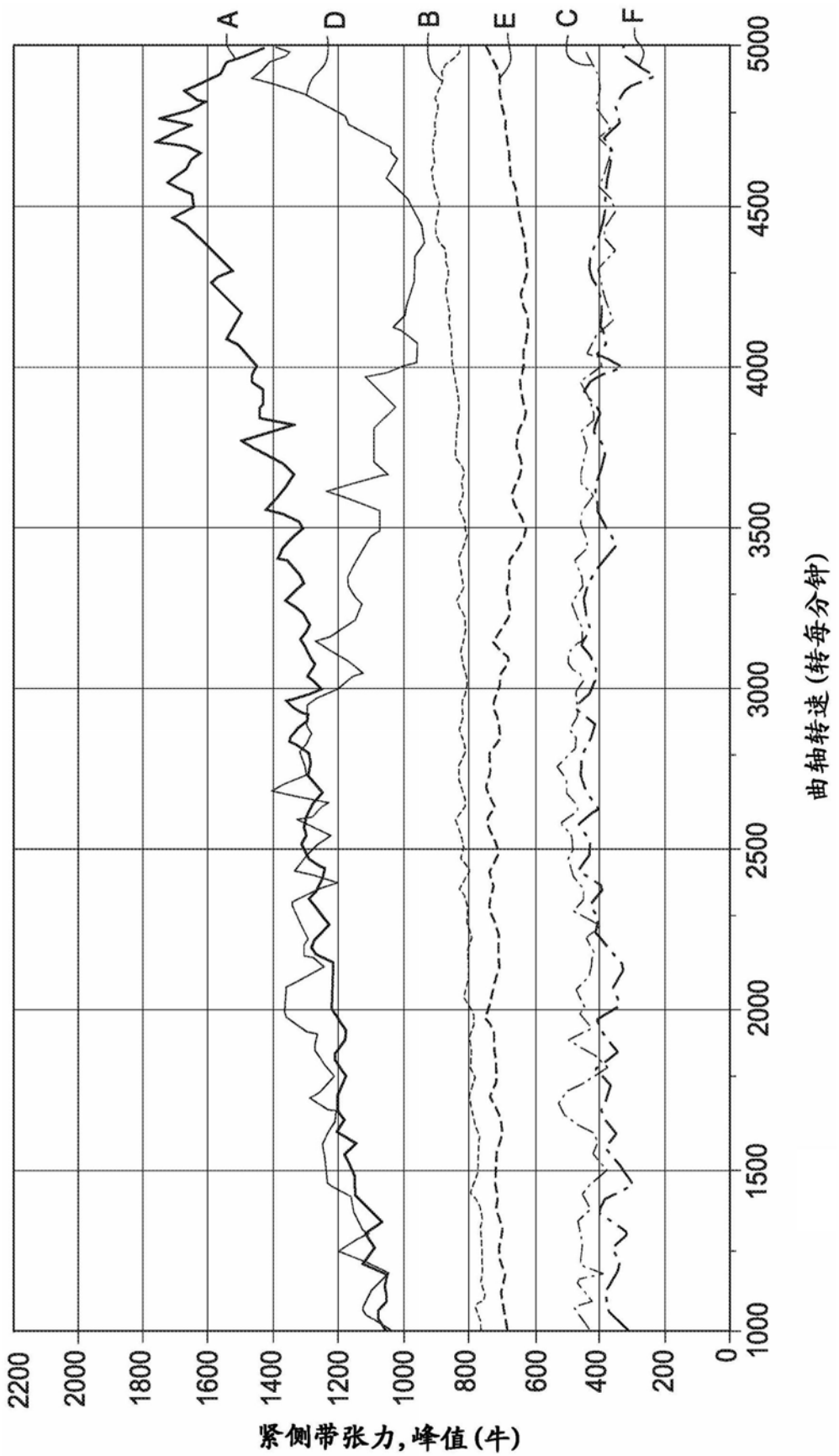

A
D
B
E
C
F
2200
2000
1800
1600
1400
1200
1000
800
600
400
200
0
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
紧侧带张力,峰值(牛)
曲轴转速(转每分钟)

图13

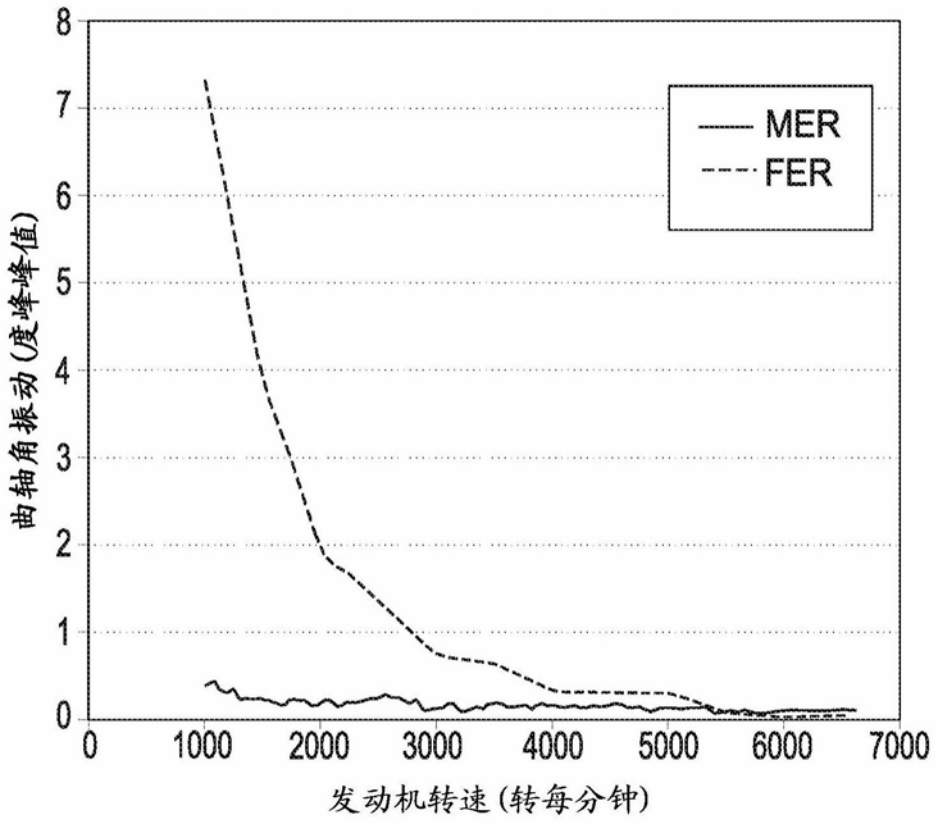

曲轴角振动(度峰峰值)
发动机转速(转每分钟)
MER
FER
0
1
2
3
4
5
6
7
8
0
1000
2000
3000
4000
5000
6000
7000

图14

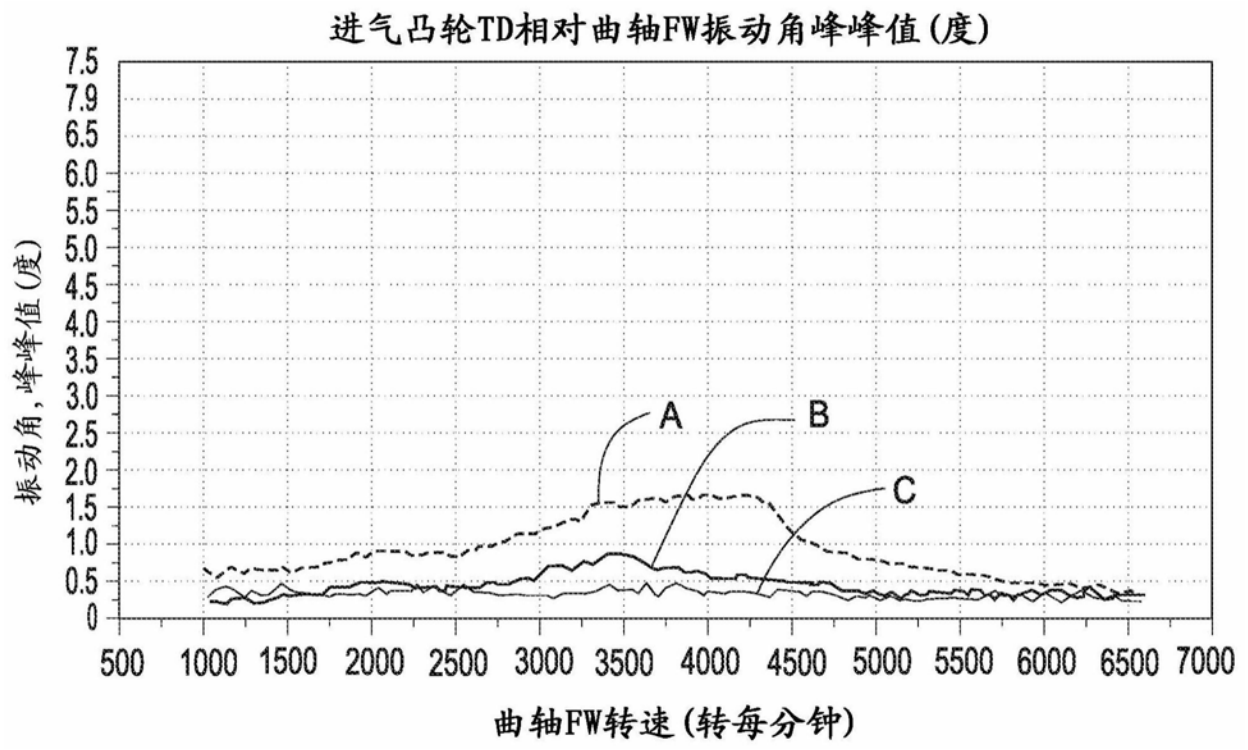

进气凸轮TD相对曲轴FW振动角峰峰值(度)
振动角,峰峰值(度)
曲轴FW转速(转每分钟)
A
B
C
0
0.5
1.0
1.5
2.0
2.5
3.0
3.5
4.0
4.5
5.0
5.5
6.0
6.5
7.9
7.5
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
5500
6000
6500
7000

图15

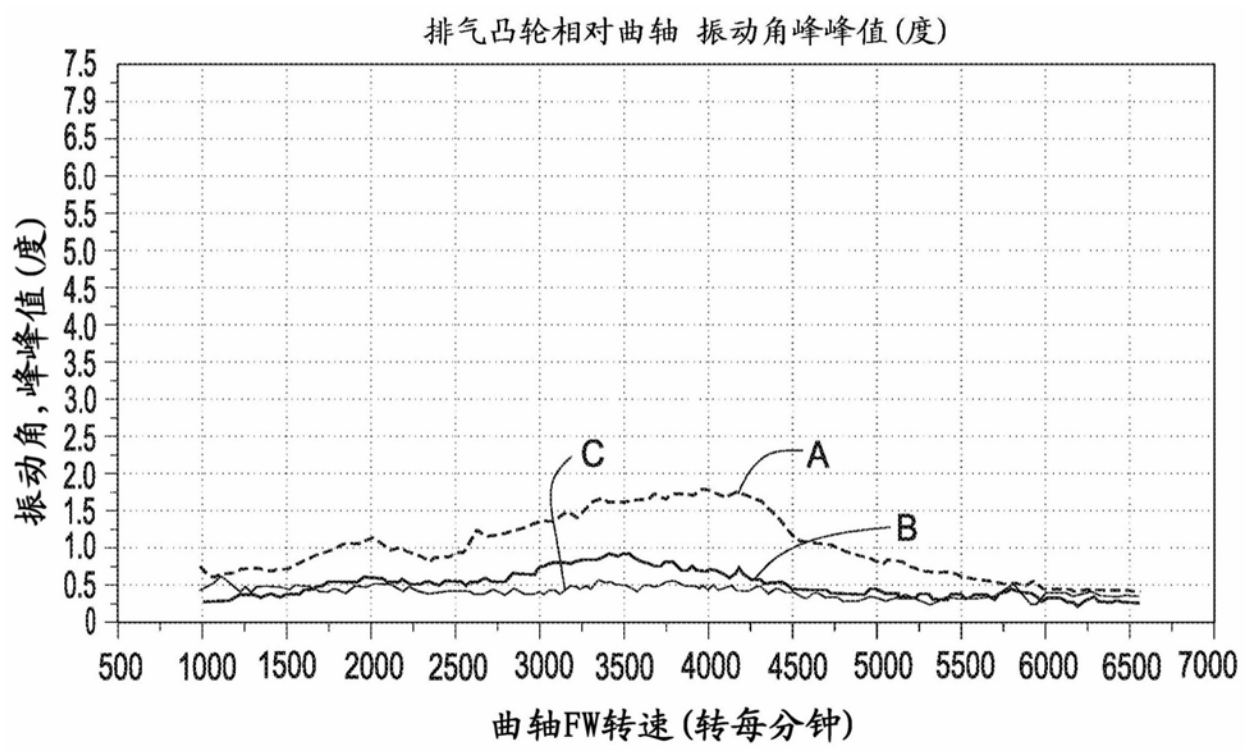

排气凸轮相对曲轴 振动角峰峰值(度)
振动角,峰峰值(度)
7.5
7.9
6.5
6.0
5.5
5.0
4.5
4.0
3.5
3.0
2.5
2.0
1.5
1.0
0.5
0
C
A
B
500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500 7000
曲轴FW转速(转每分钟)

图16

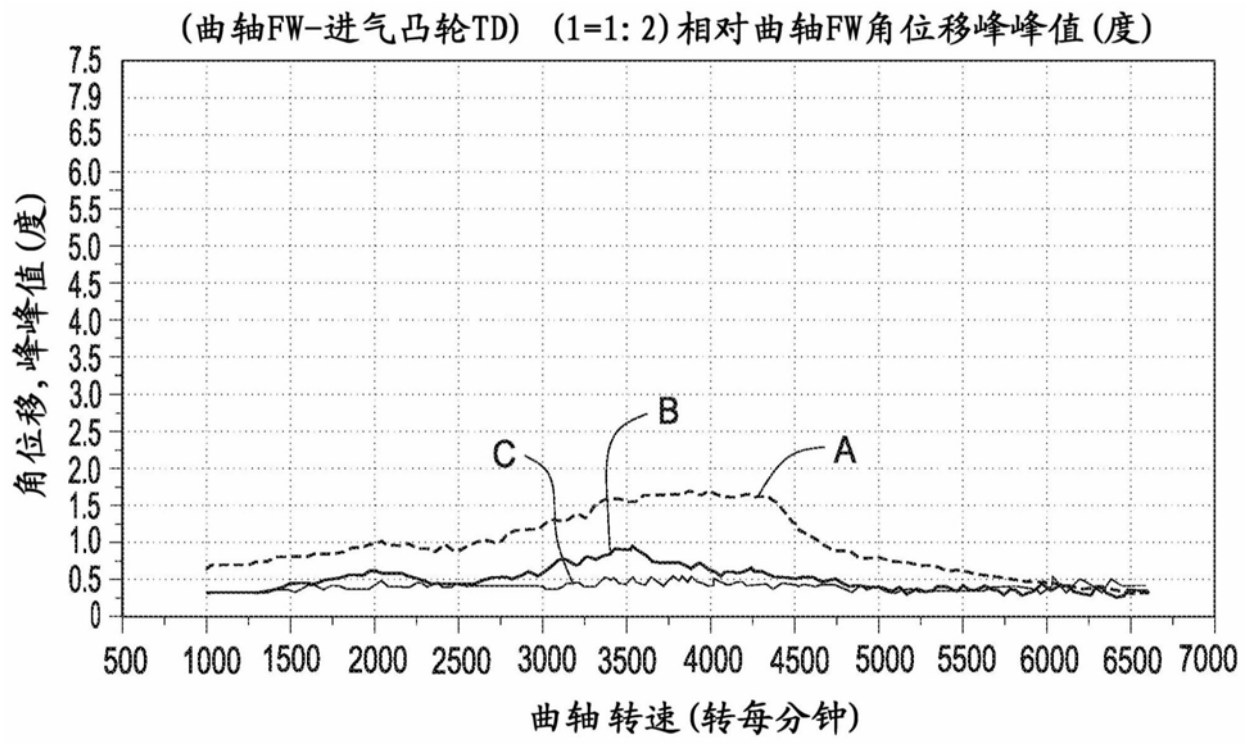

(曲轴FW-进气凸轮TD) (1=1:2)相对曲轴FW角位移峰峰值(度)
角位移,峰峰值(度)
7.5
7.9
6.5
6.0
5.5
5.0
4.5
4.0
3.5
3.0
2.5
2.0
1.5
1.0
0.5
0
B
C
A
500 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500 7000
曲轴转速(转每分钟)

图17

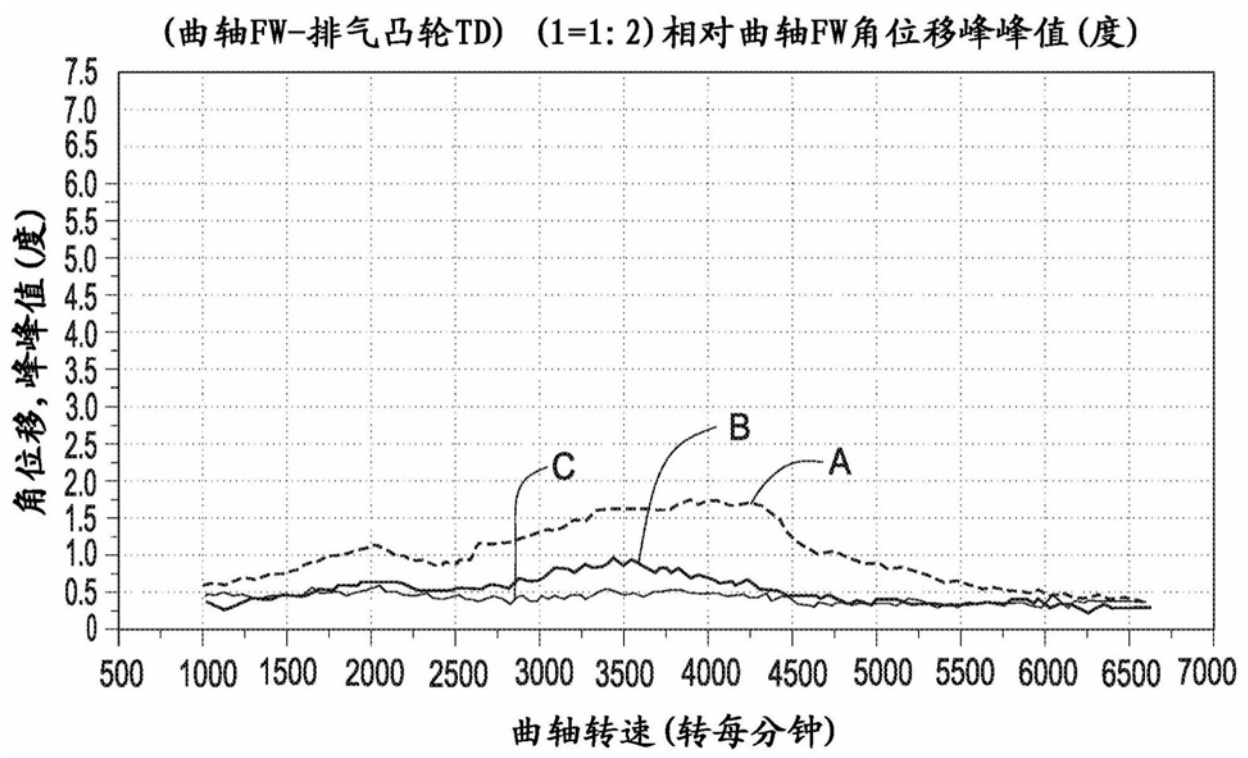

(曲轴FW-排气凸轮TD) (1=1: 2)相对曲轴FW角位移峰峰值(度)
角位移，峰峰值(度)
曲轴转速(转每分钟)
A
B
C

图18

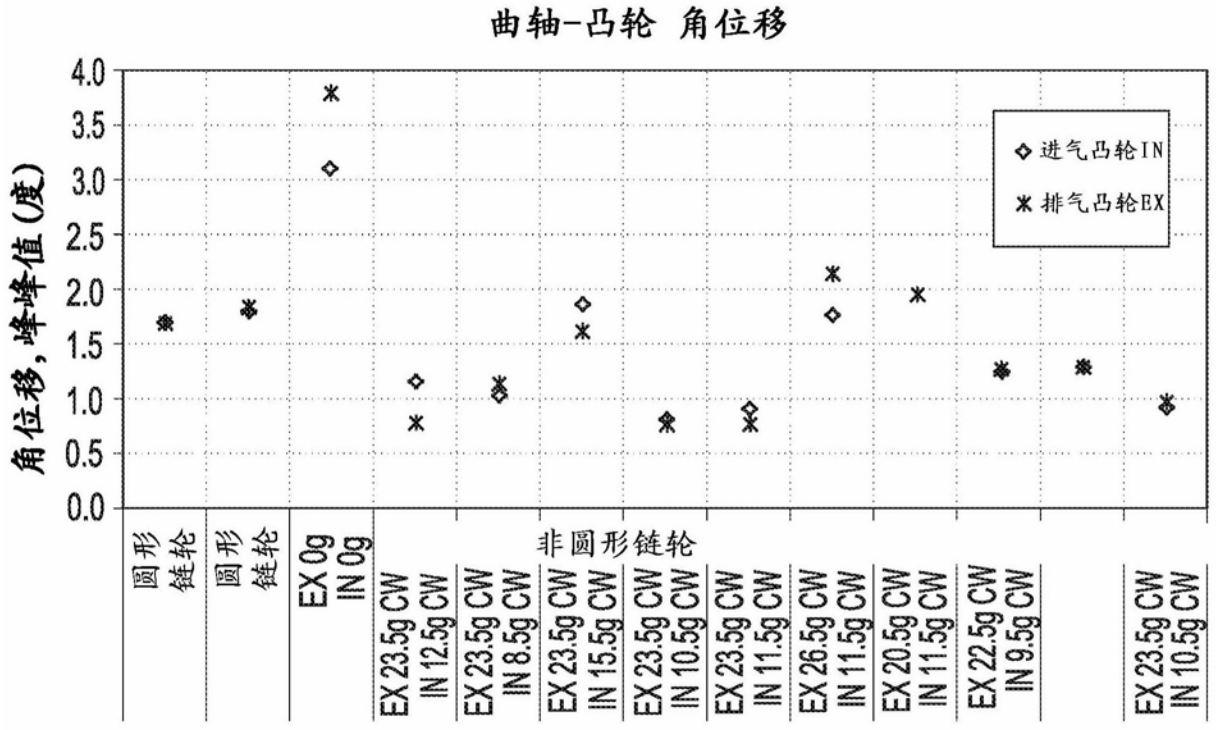

曲轴-凸轮 角位移
角位移，峰峰值(度)
进气凸轮IN
排气凸轮EX
非圆形链轮
圆形链轮
圆形链轮
EX 0g IN 0g
EX 23.5g CW IN 12.5g CW
EX 23.5g CW IN 8.5g CW
EX 23.5g CW IN 15.5g CW
EX 23.5g CW IN 10.5g CW
EX 23.5g CW IN 11.5g CW
EX 26.5g CW IN 11.5g CW
EX 20.5g CW IN 11.5g CW
EX 22.5g CW IN 9.5g CW
EX 23.5g CW IN 10.5g CW

图19

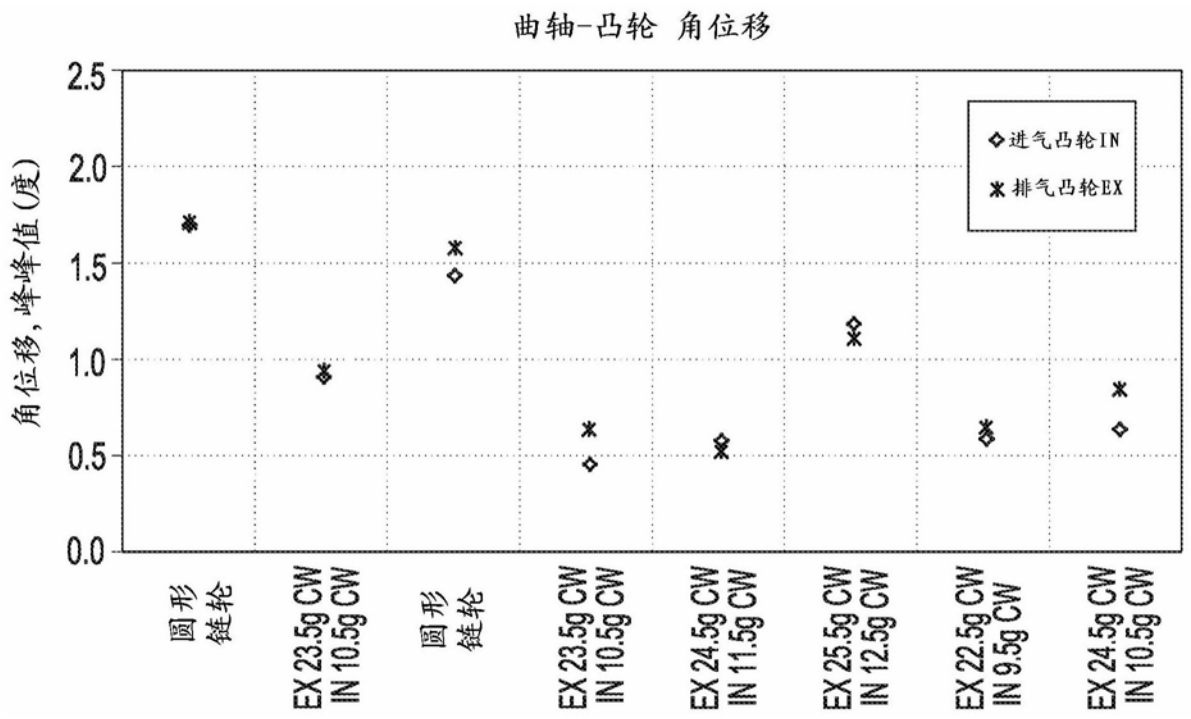

曲轴-凸轮 角位移
角位移，峰峰值(度)
2.5
2.0
1.5
1.0
0.5
0.0
进气凸轮IN
排气凸轮EX
圆形链轮
EX 23.5g CW IN 10.5g CW
圆形链轮
EX 23.5g CW IN 10.5g CW
EX 24.5g CW IN 11.5g CW
EX 25.5g CW IN 12.5g CW
EX 22.5g CW IN 9.5g CW
EX 24.5g CW IN 10.5g CW

图20

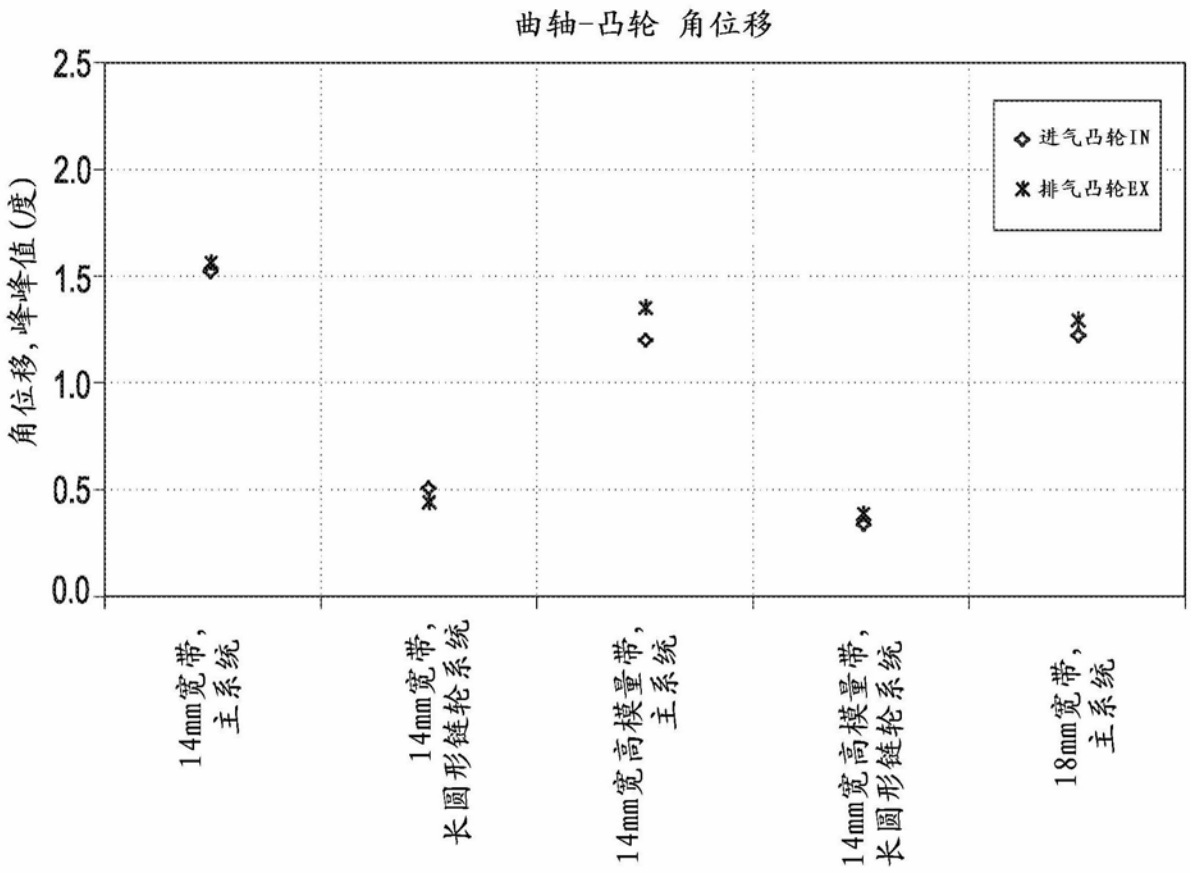

曲轴-凸轮 角位移
角位移，峰峰值(度)
2.5
2.0
1.5
1.0
0.5
0.0
进气凸轮IN
排气凸轮EX
14mm宽带，主系统
14mm宽带，长圆形链轮系统
14mm宽高模量带，主系统
14mm宽高模量带，长圆形链轮系统
18mm宽带，主系统

图21

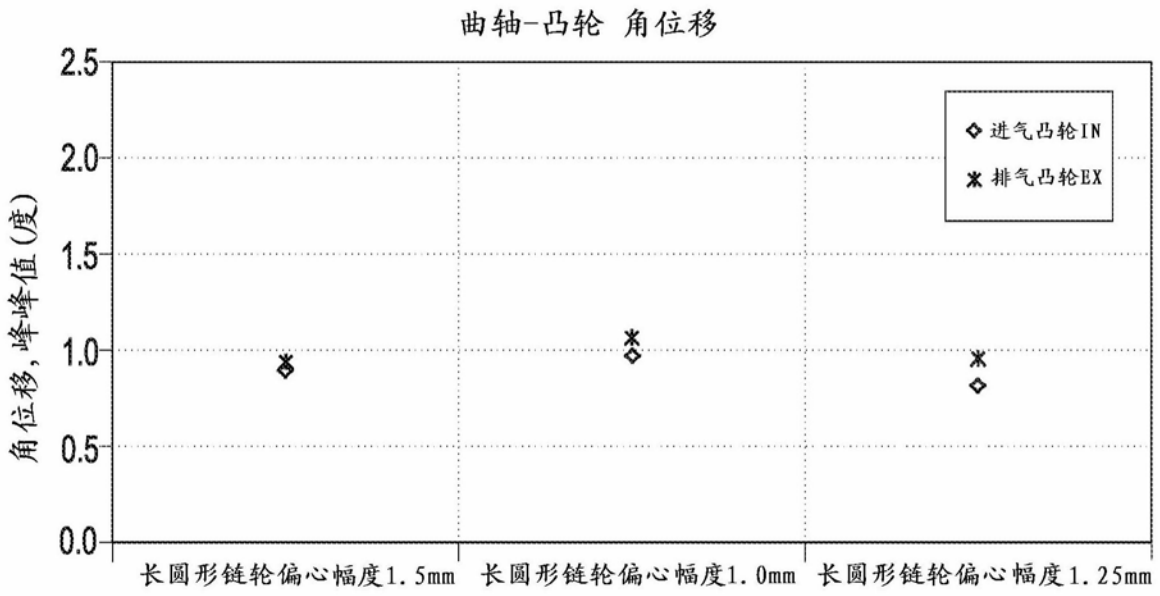

曲轴-凸轮 角位移
角位移,峰峰值(度)
2.5
2.0
1.5
1.0
0.5
0.0
进气凸轮IN
排气凸轮EX
长圓形链轮偏心幅度1.5mm
长圓形链轮偏心幅度1.0mm
长圓形链轮偏心幅度1.25mm

图22