目录

1 引 言 - 4 -

1.1背景和意义 - 4 -

1.2离合器概述 - 4 -

1.3离合器的作用 - 5 -

1.4离合器的工作原理 - 5 -

2 离合器结构设计方案 - 6 -

2.1设计参数 - 6 -

2.2离合器设计满足的基本要求 - 6 -

2.3从动盘数的选择 - 6 -

2.4弹簧结构形式的选择 - 6 -

2.5压盘的驱动方式 - 6 -

3. 离合器主要参数的确定 - 8 -

3.1选取摩擦片尺寸 - 8 -

3.2滑磨功WD的计算 - 10 -

3.3温升速率HR的计算 - 11 -

3.4计算压盘质量 - 12 -

3.5计算压紧力 - 12 -

3.6摩擦片的单位压力 - 13 -

3.7摩擦片的平均摩擦半径 - 13 -

3.8离合器转矩容量计算 - 14 -

3.9离合器基本参数的约束条件 - 14 -

3.10离合器间隙 - 15 -

4.离合器膜片弹簧的设计 - 16 -

4.1膜片弹簧的结构形状特点 - 16 -

4.2基本参数的选择 - 16 -

4.2.1比值H/h和h的选择 - 16 -

4.2.2比值R/r和R、r的=选择 - 17 -

4.2.3自由状态下圆锥底角α的确定 - 17 -

4.2.4工作点位置的选择 - 17 -

4.2.5分离指数目n的选取 - 19 -

4.2.6小端内半径r0和分离轴承作用半径rf确定 - 20 -

4.2.7切槽宽度δ1、δ2及半径re的确定 - 20 -

4.2.8支点半径R1和压盘加载点半径r1的确定 - 20 -

4.2.9膜片弹簧其它相关约束条件 - 21 -

4.3膜片弹簧的应力计算 - 21 -

4.4膜片弹簧的材料和工艺要求 - 24 -

5.离合器从动盘总成的设计 - 25 -

5.1从动盘总成结构 - 25 -

5.2从动片的设计 - 25 -

5.3从动盘毂的设计与花键校核 - 26 -

5.4摩擦片的设计 - 28 -

5.4.1摩擦片上开槽尺寸的设计 - 28 -

5.4.2摩擦片与从动片连接方式的选择 - 28 -

5.4.3摩擦片铆钉的参数确定及校核 - 29 -

5.5扭转减震器的设计 - 29 -

5.5.1极限转矩计算 - 29 -

5.5.2阻尼摩擦转矩 T - 30 -

5.5.3预紧转矩Tn - 30 -

5.5.4 减振弹簧的设计 - 30 -

6.离合器盖总成的设计 - 33 -

6.1压盘的设计 - 33 -

6.1.1尺寸的确定 - 33 -

6.1.2压盘凸台高度的设计 - 33 -

6.2传动片设计与校核 - 33 -

6.3离合器盖的设计 - 36 -

6.3.1离合器盖设计中应注意的问题 - 36 -

6.3.2离合器盖与飞轮连接螺栓的选取 - 37 -

6.4分离杠杆装置 - 37 -

6.5.支承环 - 37 -

7. 离合器的操纵机构 - 38 -

7.1操纵机构 - 38 -

7.2 离合器踏板行程计算 - 39 -

7.3踏板力的计算 - 39 -

8从动轴的计算 - 41 -

总 结 - 42 -

参 考 文 献 - 43 -

# 1 引 言

## 1.1背景和意义

膜片弹簧压盘总成是离合器上的一个重要的结构，其作用对汽车行驶安全有重要作用。膜片弹簧压盘总成是离合器总成中最为主要的部件之一，根据驾驶员的意愿通过联动机构，传递和切断发动机的动力传输。并与离合器片配合，使车辆起步平稳、换挡平顺和防止发动机过载。随着汽车运输的发展，离合器膜片弹簧压盘总成还要在原有的基础上不断改进和提高，以适应新的适用条件，从国外的发展动向来看，近年来汽车的性能在向高速发展，发动机的功率和转速不断提高，国内也有类似的情况，此外对离合器膜片弹簧压盘总成的使用要求也越来越高。设计出工作可靠，结构简单，造价低廉的微型商用车离合器膜片弹簧压盘总成，能大大降低整车生产的成本，推动汽车经济的发展，所以设计出一款结构优良的微型商用车离合器，具有很大的实际意义。

## 1.2离合器概述

根据压盘和膜片弹簧的结构，掌握压盘和膜片弹簧的设计方法，通过对以上几方面的了解，从而熟悉并掌握微型商用车离合器的工作原理。在实际设计过程中通过查找相关文献资料以及书籍，培养学生动手设计相关项目、自学的能力，掌握独自设计相关课题和项目的方法。根据实际需要设计出满足整车要求并符合相关检验标准、具有良好的制造加工工艺性且结构简单、便于日常维护的汽车离合器，为以后从事汽车相关方面的工作或以后工作中设计其它项目打下良好的理论与实践基础。通过这次毕业设计，使学生从中充分地体会到设计并去完成一个工程项目所需经历的步骤，为日后成为一名工程技术人员所需具备的职业素质和专业素质，为一个即将离开学校步入社会的学生们提供了一个难得的学习机会，这种经历为即将走上工作岗位上的新一代由学生向社会工作者的角色转变有着重大的教育意义。

汽车离合器通常装在发动机和变速器之间，其主动部分与发动机飞轮相连接，而从动部分与变速器相连接。市面上大部分汽车所广泛采用的摩擦式离合器，实际上是一种依靠其主动与从动部件间的摩擦力，在运动过程中来传递动力且能够随时分离的机构。离合器的功用主要是切断和实现发动机与传动系的接合，确保汽车起步时较为平稳；在换挡时将发动机与传动系二者分离，减少变速器在换档时齿轮间的冲击。当在工作过程中汽车受到较大的动载荷时，能够有效限制传动系所承受的最大转矩，以防止传动系中的零部件因过载而损坏。另外能够有效地降低传动系在工作过程中的振动和产生的噪音。

## 1.3离合器的作用

离合器可使发动机与传动系逐渐接合,保证汽车平稳起步。如前所述，现代车用活塞式发动机不能带负荷启动，它必须先在空负荷下启动，然后再逐渐加载。发动机启动后，得以稳定运转的最低转速约为300~ 500r/min,而汽车则只能由静止开始起步，一-个运转着的发动机，要带一个静止的传动系，是不能突然刚性接合的。因为如果是突然的刚性连接，就必然造成不是汽车猛烈攒动，就是发动机熄火。所以离合器可使发动机与传动系逐渐地柔和地接合在一起，使发动机加给传动系的扭矩逐渐变大，至足以克服行驶阻力时，汽车便由静止开始缓慢地平稳起步了。

离合器所能传递的最大扭矩是有一定限制的，在汽车紧急制动时，传.动系受到很大的惯性负荷，此时由于离合器自动打滑，可避免传动系零件超载损坏，起保护作用。

## 1.4离合器的工作原理

摩擦离合器一般是由主动部分、从动部分组成、压紧机构和操纵机构四部分组成。

离合器在接合状态时，发动机扭矩自曲轴传出，通过飞轮和压盘借摩擦作用传给从动盘,在通过从动轴传给变速器。当驾驶员踩下踏板时，通过拉杆,分离叉、分离套筒和分离轴承,将分离杠杆的内端推向右方，由于分离杠杆的中间是以离合器盖上的支柱为支点,而外端与压盘连接，所以能克服压紧弹簧的力量拉动压盘向左，这样，从动盘两面的压力消失，因而摩擦力消失，发动机的扭矩就不再传入变速器，离合器处于分离状态。当放开踏板，回位弹簧克服各拉杆接头和支承中的摩擦力，使踏板返回原位。此时压紧弹簀就推动压盘向右，仍将从动盘压紧在飞轮上，这样发动机的扭矩又传入变速器。

# 2 离合器结构设计方案

## 2.1设计参数

总质量:3500kg，

满载前驱动桥静载荷:1050kg，满载后驱动桥静载荷:2450kg。

一档速比:11.16 ，主减速比:3.76 ，

轮胎规格:215/65R16，r=0.343m，发动机最大输出功率:62kw/3200rpm，

发动机最大扭矩:185N·m/2285rpm，最高车速:110km/h。

## 2.2离合器设计满足的基本要求

（1）接合过程柔和、平稳；一旦接合，就能可靠地不打滑地传递动力。

（2）需要分离时，要迅速、彻底地分开。

（3）离合器从动部分的转动惯量要尽可能小，便于换档；有良好的旋转平衡性能，以减小振动。

（4）要求离合器散热良好，以免高温使压紧弹簧退火和摩擦材料摩擦系数下降。

（5）寿命长，故障少。

（6）要本操纵轻便，以减轻驾驶人的劳动强度。

（7）易任检查、调整和维修。

## 2.3从动盘数的选择

从动盘数量1片

## 2.4弹簧结构形式的选择

拉式膜片弹簧。

## 2.5压盘的驱动方式

由于凸台式连接方式、键式连接方式等传统传力方式的共同缺点，即传力处之间有间隙(如凸台和窗口之间的间隙约为0. 2mm左右)。这样，在传力开始的一瞬间,将产生冲击和噪声。并且,随着接触部分磨损的增加而加大了冲击,这有可能使凸台根部出现裂纹而造成零件的早期损坏。

另外,在离合器分离、接合时，由于传力零件之间有摩擦,将降低离合器操纵部分的传动效率。

为了消除上述缺点,现在已广泛采用传力片的传动方式。由弹簧钢带制成的传力片的一端铆在离合器盖上,另一端用螺钉固定在压盘上。为了改善传力片的受力状况，它一般都是沿圆周切向布置。这种传力片的连接方式还简化了压盘的结构,降低了对装配精度的要求,并且还有利于压盘的定中。

因此此次设计中压盘的驱动方式选择传力片传动。

# 离合器主要参数的确定

## 3.1选取摩擦片尺寸

按图3-1所示，根据发动机最大转矩Temax初选摩擦片外径D，由表3-1选定摩擦片的尺寸，然后根据摩擦面数量计算摩擦片总面积A，然后分别计算单位摩擦片面积的滑磨功WD/A、温升速率HR/A和发动机功率单位摩擦片面积P/A，并且应不大于表3-2中的推荐值。

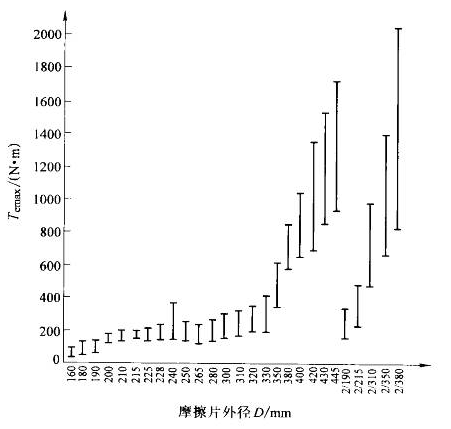


图3-1 发动机转矩与摩擦片外径的关系

表3-1 圆环型摩擦片推荐值

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 外径D/mm | 内径d/mm | 厚度t/mm | 单面面积a/mm2 |
| （150） | 100 | 3 | 9817.38 |
| 160 | 110 | （3.0/3.2） | 10602.9 |
| （170） | 120 | 3 | 11388.27 |
| 180 | 125 | 3.5 | 13175.1 |
| （190） | 130 | 3.5 | 15079.64 |
| 200 | 140 | 3.5 | 16022.1 |
| （215） | 140 | 3.5 | 20911.23 |
| 225 | 150 | 3.5 | 22089.3 |
| （228） | 150 | 3.5 | 23156.68 |
| （235） | 165 | 3.5 | 21991.15 |
| （240） | 160 | 3.5 | 25132.74 |
| 250 | 155 | 3.5 | 30218.2 |
| 280 | 165 | 3.5 | 40192.8 |
| 300 | 175 | 3.5 | 46633.0 |
| （310） | 175 | 3.5 | 51423.94 |
| 325 | 190 | 3.5 | 54604.8 |
| 350 | 195 | 4.0 | 66346.5 |
| 380 | 205 | 4.0 | 80405.1 |
| 405 | 220 | （4.0/5.0） | 90811.7 |
| （420） | 220 | 4 | 100530.96 |
| 430 | 230 | 4.0 | 103672.6 |

表3-2 圆环型摩擦片推荐值

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 汽车种类  参数 | WD/m1  Nm/kg | WD/A  Nm/mm2 | HR/A  Nm/mm2s1/2 | P/m1  Kw/kg | P/A  Kw/mm2 | Sinθ | 备注 |
| 小轿车 | 95680 | 6.8 | 3.88 | 33 | 0.0024 | 1/8 |  |
| 两厢式乘用车 | 95680 | 6.8 | 3.88 | 49.4 | 0.0035 | 1/8 |  |
| 轻型货车 | 71760 | 5.0 | 2.91 | 24.7 | 0.0017 | 1/8 |  |
| 越野/4x4轿车 | 71760 | 5.0 | 2.91 | 24.7 | 0.0017 | 1/8 |  |
| 大型货车/牵引车 | 47840 | 3.4 | 1.94 | 16.5 | 0.0012 | 1/8 |  |
| 中型货车/牵引车 | 43058 | 3.0 | 1.75 | 14.8 | 0.0010 | 1/8 | 可用于中型以上大轿车 |
| 越野货车 | 35880 | 2.5 | 1.48 | 12.3 | 0.0008 | 1/8 | 可用于城市公共汽车 |
| 大型货车或牵引车压盘 | 95680 | 3.4 | 1.94 | 33.0 | 0.0012 | 1/8 | 双片 |
| 大型货车或牵引车中间盘 | 45448 | 3.4 | 1.94 | 15.7 | 0.0012 | 1/8 |

初选摩擦片外径D=310mm，内径d=175mm，厚度t=3.5mm，单位面积a=51397.88 mm2.

## 3.2滑磨功WD的计算

本设计为，路况一般沥青路或混凝土路。

对车辆进行必要的假设和简化，离合器结合过程中的滑磨功WD（J）为

replace:π=3.14,n=2285,T=185,r=0.343,m=3500,k=1,i=11.16 ,o=3.76 ,η=0.9,s=0.17 ,f=0.015,e=21413 J

n-发动机最大转矩时的转速（2285r/min）

ma-汽车总质量（3500kg）

r-驱动轮的滚动半径（0.343m）

io-驱动桥主减速比3.76

i1-变速器一档传动比11.16

Temax-发动机最大转矩（185N.m）

η-总传动效率，见表3-3，0.9

Sinθ-坡度，见表3-4，此处道路坡度用坡度的正弦函数表示0.17

f-滚动阻力系数，见表3-5，0.015

k-系数，取1

表3-3 总传动效率η

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 弹簧  车型 | 轿车 | 货车 | 农用车 |
| 膜片弹簧 | 0.90 | 0.85 | 0.83 |
| 螺旋弹簧 | 0.88 | 0.83 | 0.80 |

表3-4 坡度sinθ

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 弹簧  车型 | 轿车 | 货车 | 农用车 | 牵引车 |
| 膜片弹簧 | 1/6 | 1/8 | - | 1/6 |
| 螺旋弹簧 | 1/8 | 1/8 | 1/6 | 1/8 |

表3-5 滚动阻力系数f

|  |  |
| --- | --- |
| 一般沥青路或混凝土路 | 0.015 |
| 卵石路 | 0.021 |
| 砂石路 | 0.042 |

计算单位面积滑磨功

replace:w=21413 ,Z=2,a=51397.88 ,e=0.21 N∙m/mm2

小于5，合格。

1. 摩擦片摩擦面数量，2

## 3.3温升速率HR的计算

温升速率是表征摩擦片结合与分离时摩擦生热导致摩擦片温度升高的量。

replace:n=2285,T=185,π=3.14,r=0.343,m=3500,i=11.16 ,o=3.76 ,η=0.9,Θ=0.17 ,f=0.015,e=30790 N∙m/s1/2

计算单位面积温升速率为：

replace:h=30790 ,Z=2,a=51397.88 ,e=0.30 N∙m/mm2∙s1/2

小于2.91，合格。

## 3.4计算压盘质量

根据表3-2选取WD/m1=71760，计算压盘质量m1=0.30 kg。

## 3.5计算压紧力

压紧力F由下式计算：

replace:β=1.3,T=185,D=310,d=175,μ=0.2,Z=2,e=4834 N

式中：

β-后备系数，见表3-6，取1.3

μ-摩擦片的摩擦因数，见表3-7，0.2

表3-6 后备系数β值

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 车辆种类  离合器及发动机种类 | 膜片弹簧 | | 螺旋弹簧 | |
| 汽油发动机 | 柴油发动机 | 汽油发动机 | 柴油发动机 |
| 普通轿车 | 1.10-1.25 | 1.20-1.40 | 1.25-1.40 | 1.30-1.50 |
| 高级轿车 | 1.20-1.40 | - | - | - |
| 轻型货车 | 1.15-1.30 | 1.20-1.40 | 1.30-1.50 | 1.40-1.60 |
| 中型货车、公路客车 | 1.25-1.60 | 1.30-1.70 | 1.50-1.80 | 1.60-1.90 |
| 大型货车、牵引车 | 1.30-1.70 | 1.40-1.80 | 1.60-2.00 | 1.80-2.25 |
| 农用车轮式拖拉机 | 1.80-2.10 | 1.90-2.20 | 2.00-2.50 | 2.20-3.00 |

表3-7 摩擦因数和许用单位压力p

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 摩擦材料 | | ɥ | P（N/mm2） |
| 石棉基材料 | 模压 | 0.2 | 0.10-0.25 |
| 编织 | 0.3 | 0.25-0.35 |
| 粉末冶金材料 | 铜基 | 0.3 | 0.3 |
| 铁基 | 0.4 | 0.3 |
| 金属陶瓷 | | 0.4 | 0.35-0.65 |
| 无石棉有机摩擦材料 | | 0.2-0.4 | 0.20-0.40 |

## 3.6摩擦片的单位压力

计算公式

replace:F=4834 ,a=51397.88 ,e=0.09 Mpa

离合器摩擦面上的单位压力P0值决定了摩擦片的耐磨程度，同时还与摩擦片尺寸、后备系数、后备功率、制造材料、质量等因素有关。根据摩擦因数f和单位压力P，按表3-7选取材料为模压石棉基材料。

## 3.7摩擦片的平均摩擦半径

摩擦片的平均摩擦半径计算公式为

replace:a=155,r=87.5,e=124.38 mm

带入数据计算得出

## 3.8离合器转矩容量计算

为了保证可靠地传递发动机的转矩，进行汽车设计时，应使离合器转矩容量Tc大于发动机最大转矩Temax，写成如下关系式：

replace:β=1.3,t=185,e=240.5N∙m

## 3.9离合器基本参数的约束条件

(1)摩擦片最大圆周速度VD不超过65~ 70m/s

replace:π=3.14,n=3200,d=310,e=52 m/s

故符合最大圆周速度条件

式中，nemax 为发动机的最高转速( 3200r/min)。

故所选摩擦片尺寸符合要求。

(2)摩擦片的内、外径比c应在0.53~0.70范围内

本设计所选摩擦片尺寸符合国家标准c=0.56 。

(3)为保证离合器可靠地传递发动机的转矩，并防止传动系过载，根据《汽车设计》（王望予）β应在1.2-4.0内

1.2≤β≤4.0

本设计所选β=1.3。

1. 为了保证扭转减震器的安装，摩擦片内径d0与减震弹簧位置半径的关系应该符合

d0＞2R0+50mm

(5)为降低离合器滑磨时的热负荷，防止摩擦片损伤，对于不同车型，单位压力Po根据所用的摩擦材料在一定范围内选取，P0 的最大范围为0.1-0.25MPa

本设计P0= 0.09 MPa在模压石棉基材料摩擦片单位压力0.1-0.25MPa 范围内。

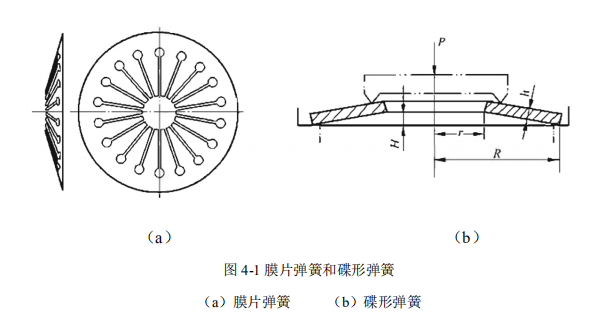
## 3.10离合器间隙

离合器间隙Δt是指离合器处于正常接合状态、分离套筒被回位弹簧拉到后极限位置时，和式 为保证摩擦片正常磨损过程中离合器仍能 完全接合，在分离轴承和分离杠杆内端之间留有的间隙。该间隙Δt一般为3~4mm。本次设计间隙为4mm。

# 4.离合器膜片弹簧的设计

## 4.1膜片弹簧的结构形状特点

膜片弹簧的结构形状如图4-1（a）



从图4-1中可以看出，膜片弹簧在结构形状上分为两部分。在膜片弹簧的大端处，为一完整的截锥体，它的形状像-一个无底的碟子，是膜片弹簧实际起弹性作用的部分，称它为膜片弹簧的碟簧部分。膜片弹簧的工作原理为:沿其轴线方向加载，碟簧受到轴向载荷逐渐变平，卸载后又恢复原形。在膜片弹簧上还包括有径向开槽部分。膜片弹簧上的径向开槽部分像一圈伸出的手指，它的作用是，当离合器分离时作为分离杠杆，故把它称为膜片弹簧的离指部分。

## 4.2基本参数的选择

### 4.2.1比值H/h和h的选择

为保证离合器压紧力变化不大和操纵轻便的条件，一般汽车膜片弹簧的H/h值得范围是1.5-2.0，板厚h为2-4mm。

查阅标准GB/T1222-2.016弹簧钢

本设计取H/h=1.65，板厚h=4mm，则H=6.6mm

### 4.2.2比值R/r和R、r的=选择

R/r一般为1.2-1.35。为使摩擦片上的压力分布较均匀，推式膜片弹簧的R值应取为大于或等于摩擦片的平均半径Rc，拉式膜片弹簧的r值宜取为大于或等于Rc。

本设计

replace:a=155,r=87.5,e=124 mm

取R/r=1.35，r=125 mm, 则R=168.75 mm

### 4.2.3自由状态下圆锥底角α的确定

自由状态下的圆锥底角α与内截锥高度H密切相关，α=arctan (H/(R-r))≈H/(R-r)，一般在9°~15°范围内。代入数据可求得.

本设计α=H/(R-r)=9 °符合范围。

### 4.2.4工作点位置的选择

膜片弹簧工作点位置图4-2，新摩擦片的结合位置是B点，

λ1b=（0.8-1.0）λ1H=6.00

摩擦片磨损后的结合位置A点，

λ1a=λ1b-ZΔS0=5.35

其中：

Z—摩擦片总的工作面数，

ΔS0为每摩擦工作面最大允许磨损量，一般情况处于0.65-1.1mm之间，取0.65

彻底分离位置C点

λ1c=λ1b+Z（ΔS+0.5Δf）=7.15

其中：

ΔS—为彻底分离时每对摩擦片面之间的间隙，单片式可取ΔS=0.65-1mm，取0.65

Δf—带波形片从动盘，从压紧到由某一转矩下能转动时的变形量，0.7~1.2，取1mm

$char{膜片弹簧弹性特性曲线}

图4-2 膜片弹簧工作点位置图

碟形弹簧的形状如以锥型垫片，见图4.1，它具有独特的弹性特征，广泛应用于机械制造业中。膜片弹簧是具有特殊结构的碟形弹簧，在碟簧的小端伸出许多由径向槽隔开的挂状部分——分离指。膜片弹簧的弹性特性与尺寸如其碟簧部分的碟形弹簧完全相同（当加载点相同时）。因此，碟形弹簧有关设计公式对膜片弹簧也适用。通过支承环和压盘加在膜片弹簧上的沿圆周分布的载荷，假象集中在支承点处，用F1表示，加载点间的相对变形（轴向）为λ1，则压紧力F1与变形λ1之间的关系式为:

式中：

E——弹性模量，对于钢，E=2.1×105MPa

μ——泊松比，对于钢，μ=0.3

H——膜片弹簧在自由状态时，其碟簧部分的内锥高度

h——弹簧钢板厚度

R——弹簧自由状态时碟簧部分的大端半径

r——弹簧自由状态时碟簧部分的小端半径

R1——压盘加载点半径

r1——支承环加载点半径

表4.1　膜片弹簧弹性特性所用到的系数

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| R | r | R1 | r1 | H | h |
| 168.75 | 125 | 166.75 | 127.00 | 6.6 | 4 |

代入前式得

F1=f（λ1）=55.57 λ13-999.75 λ15464.74 λ1

对上式求一次导数，可解出λ1=F1的凹凸点，求二次导数可得拐点。

凸点：λ1M=4.2100000 mm时，F1M=9434 N

凹点：λ1N=7.78 mm时，F1N=8173 N

拐点：λ1H=6.00 mm时，F1H=8801 N

2、当离合器分离时，膜片弹簧加载点发生变化。设分离轴承对膜片弹簧指所加的载荷为F2，对应此载荷作用点的变形为λ2。由

列出表4.2:

表4.2　膜片弹簧工作点的数据

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | 凸点M | 凹点N | 压平H |
| λ1 | 4.2100000 | 7.78 | 6.00 |
| λ2 | 10.59 | 19.57 | 15.09 |
| F1 | 9434 | 8173 | 8801 |
| F2 | 3750 | 3249 | 3498 |

膜片弹簧工作点位置的选择。从膜片弹簧的弹性特性曲线图分析出，该曲线的拐点H对应着膜片弹簧压平位置，而λ1H=(λ1H+λ1N)/2。新离合器在接合状态时，膜片弹簧工作点B一般取在凸点M和拐点H之间，且靠近或在H点处，一般λ1B=(0.8~1.0)λ1H,以保证摩擦片在最大磨损限度Δλ范围内压紧力从F1B到F1A变化不大。当分离时，膜片弹簧工作点从B变到C ，为最大限度地减小踏板力，C点应尽量靠近N点。为了保证摩擦片磨损后仍能可靠的传递传矩，并考虑摩擦因数的下降，摩擦片磨损后弹簧工作压紧力F1A应大于或等于新摩擦片时的压紧力F1B。

### 4.2.5分离指数目n的选取

n通常取为18，如果膜片弹簧尺寸比较大可取n=24, 膜片弹簧尺寸比较小可取n=12。

本设计根据膜片弹簧尺寸选取n=24。

### 4.2.6小端内半径r0和分离轴承作用半径rf确定

r0由离合器的结构决定，其最小值应大于变速器第一轴花键的外径D'，即2ro>D'。rf应大于r0。D根据经验公式其中Kd—4.0-4.6

初选r0=25mm rf=27 mm

### 4.2.7切槽宽度δ1、δ2及半径re的确定

一般δ1=3.2~3.5mm，δ2=9~10mm, r的取值应满足r-re≥δ2的要求。本设计取δ1=3.2mm，δ2=9mm，取re=116.00 mm。

### 4.2.8支点半径R1和压盘加载点半径r1的确定

R1和r1的取值将影响膜片弹簧的刚度。r1应略大于r且尽量接近r,R1应略小于R且尽量接近R。本设计取在excel中通过函数对R1和r1进行圆整处理。最终经调试取得R1=166.75 mm, r1=127.00 mm。

以上膜片弹簧基本参数的选取是通过excel输出膜片弹簧的弹性特性曲线，输出与膜片弹簀弹性特性曲线相关的一一些数据，经反复调试验证并结合膜片弹簧其它相关约束条件取得的。

其中，膜片弹簧的弹性特性曲线函数如下：

式中：E--材料 的弹性模量，对于钢E=2.1x 105 MPa;

μ-材料的泊松比，对于钢μ=0.3;

h——膜片弹簧钢板厚度，mm;

H一自由状态下碟簧部分的内截锥高度，mm;

λ——加载点间的相对轴向变形，mm;

R--碟簧部分大端半径， mm;

r—碟簀部分小端半径，mm;

R1--膜片弹簧与离合器盖接触点半径，mm；

r1一压盘加载点半径，mm。

以压紧力F=4834 N为目标，最终调试后的数据参数为H/h=1.65，R/r=1.35，λ1b=6.00 mm，λ1a=5.35 mm，λ1c=7.15 mm，H=6.6mm，r=125 mm，R=168.75 mm，R1=166.75 mm，r1=127.00 mm，λ1M=4.2100000 mm，λ1N=7.78 mm，λ1H=6.00 mm。

4.2.9膜片弹簧其它相关约束条件

(1)设计的工作压紧力FB应与实际的工作压紧力F基本相等。

FB≈F，满足要求。

(2)摩擦片磨损后弹簧工作压紧力F1A应大于或等于新摩擦片时的压紧力F1B.

F1A>F1B，满足设计要求。.

(4)为使摩擦片上的压紧力分布比较均匀，拉式膜片弹簧的压盘加载点半径r1应位于摩擦片平均半径与外半径之间。

(D+d) /4<r1≤D/2

(5)膜片弹簧分离指起分离杠杆的作用，其杠杆比应在一定范围内选取。

拉式:

3.5≤(R1-rf) / (R1-r1) ≤9.0

## 4.3膜片弹簧的应力计算

假定膜片弹簧在承载过程中其子午断面刚性地绕此断面上的某中性点O转动（图3.4）。断面在O点沿圆周方向的切向应变为零，故该点的切向应力为零，O点以外的点均存在切向应变和切向应力。现选定坐标于子午断面，使坐标原点位于中性点O。令X轴平行于子午断面的上下边，其方向如上图所示，则断面上任意点的切向应力为：

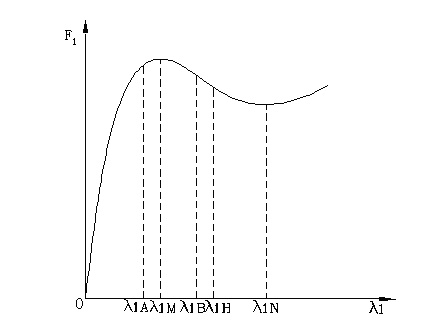


图4.3 膜片弹簧工作点位置

式中 φ——碟簧部分子午断面的转角（从自由状态算起）

α——碟簧部分子有状态时的圆锥底角

e——碟簧部分子午断面内中性点的半径

e=（R-r）/In(R/r)

为了分析断面中断向应力的分布规律，将上式写成Y与X轴的关系式：

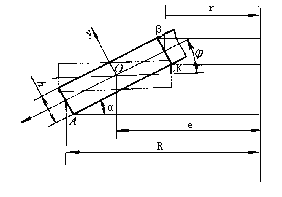


图4.4 切向应力在子午断面的分布

由上式可知，当膜片弹簧变形位置φ一定时，一定的切向应力αt在X-Y坐标系里呈线性分布。

当αt=0时，因为的值很小，我们可以将看成，由上式可写成。此式表明，对于一定的零应力分布在中性点O而与X轴承角的直线上。从前可以看出当X=-e时无论取任何值，都有。显然，零应力直线为K点与O点的连线，在零应力直线内侧为压应力区，外侧位拉应力区，等应力直线离应力直线越远，其应力越高。由此可知，碟簧部分内缘点B处切向压应力最大，A处切向拉应力最大，分析表明，B点的切向应力最大，计算膜片弹簧的应力只需校核B处应力就可以了，将B点的坐标X=（e-r）和Y=h/2 代入上式有：

令可以求出切向压应力达极大值的转角

由于：

replace:R=168.75 ,r=125 ,E=145.78 mm

所以：φP=0.25 ，σtB=-1171.26 N/mm2

B点作为分离指根部的一点，在分离轴承推力F2作用下还受有弯曲应力：

式中 n——分离指数目 *n=*24

br——单个分离指的根部宽

replace:π=3.14,a=26 ,n=24,e=6.80 mm

因此：σrB=844.03 N/mm2

由于σrB是与切向压应力σtB垂直的拉应力，所以根据最大剪应力强度理论，B点的当量应力为：

replace:a=844.03 ,b=(-1171.26 ),e=2015.29 N/mm2

膜片弹簧的设计应力一般都稍高于材料的局限，为提高膜片弹簧的承载能力，一般要经过以下工艺：先对其进行调质处理，得到具有较高抗疲劳能力的回火索氏体，对膜片弹簧进行强压处理（将弹簧压平并保持12～14h），使其高应力区产生塑性变形以产生残余反向应力，对膜片弹簧的凹表面进行喷丸处理，提高弹簧疲劳寿命，对分离指进行局部高频淬火或镀铝，以提高其耐磨性。

故膜片弹簧和当量应力不超出允许应力范围，所以用设数据合适。

## 4.4膜片弹簧的材料和工艺要求

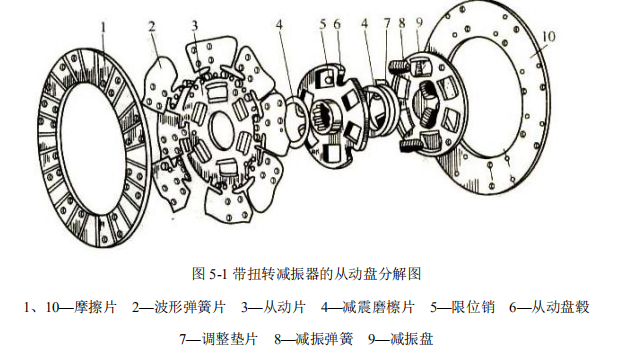
材料选择60Si2MnA。为了提高膜片弹簧的承载能力，可进行强压处理。可对其端部进行高频淬火、喷镀铬合金或镉合金，增强分离指的耐磨性，分离指端相.互高度差应小于0.8mm[18]。 在膜片弹簧与压盘接触圆形处，通常由于拉应力集中导致产生裂纹，为了防止这样的现象产生可应用挤压处理来消除应力。

# 5.离合器从动盘总成的设计

## 5.1从动盘总成结构

从动盘总成有从动片、摩擦片和从动盘毂3个基本组成部分。带扭转减振器的从动盘扭转减震器也是其重要的组成部分。

从动盘 有两种结构形式:带扭转减振器和不带扭转减振器的。现今汽车.上一般都采用带有扭转减振的从动盘，用以避免汽车传动系统的共振，缓和冲击，减少噪声，提高传动系统零件的寿命，改善汽车行使的舒适性,并使汽车起步平稳。图5-1说明了离合器从动盘的结构。



设计从动盘总成时应满足以下几个方面的要求:

1)从动盘的转动惯量应尽可能小;

2)从动盘应具有轴向弹性;

3)从动盘中应装有扭转减振器:.

4)要有足够的抗爆裂强度。

## 5.2从动片的设计

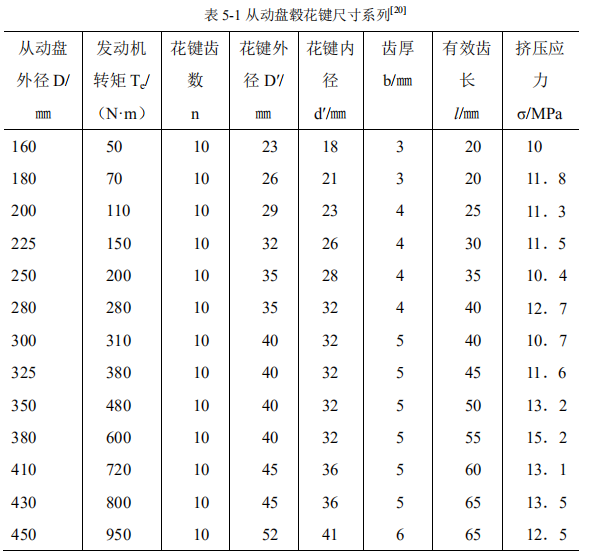
设计从动片时要尽量减轻重量，并使质量的分布尽可能靠近旋转中心，以获得小的转动惯量。为了减小转动惯量，从动片都做的比较薄，通常是用1.3~2.0mm厚的薄钢板冲压而成。

为了使离合器结合平顺，保证汽车平稳起步，单片离合器的从动片一般都作成具有轴向弹性的结构。弹性从动片还使压力的分布比较均匀，改善摩擦副表面.的接触，减少摩擦表面热点的形成。

本设计选分开式。分开式弹性从动片的波形弹簧片是由同一模具冲制而成，故其刚度比较一致。从动片的厚度通常是1 .3~2.0mm。本次设计取从动片厚度为2mm。

## 5.3从动盘毂的设计与花键校核

表5-1 从动盘毂花键尺寸系列



本设计从动盘外径D=310mm取得花键尺寸n=10，D’=40mm,d’=32mm，b=5mm，l=45mm。

从动盘毂的轴向尺寸不宜过小，以免在花键轴上滑动时产生偏斜而使分离不彻底。从动盘毂一般采用锻钢(如35，45，40Cr等) ，并经调质处理，表面和心度一般在26~32HRC.为提高花键内孔表面硬度和耐磨性，可采用镀铬工艺，对减振弹簧窗口及与从动片配合处，应进行高频处理。

花键强度校核：

由于花键损坏的主要形式是由于表面受挤压过大而破环，所以花键要进行挤压应力计算，当应力偏大时可适当增加花键毂的轴向长度。

挤压应力的计算公式如下：

式中:

*P*—花键的齿侧面压力，N。它由下式确定：

d′D′—分别为花键的内外径

*Z*—从动盘毂的数目

Temax—发动机最大转矩

*n*—花键齿数

*h—*花键齿工作高度，h=(D′-d′)/2

*l*—花键有效长度

由公式(4.1)

replace:T=185,D=40,d=32,Z=1,n=10,l=45,e=57.10 Mpa

小于＜40Mpa

所以满足设计要求。

## 5.4摩擦片的设计

离合器摩擦面片在离合器接合过程中将遭到严重的滑磨，在相对很短的时间内产生大量的热，因此，要求摩擦面片应具有下列综合性能:

(1)有较高的摩擦系数;

(2)不出现摩擦系数衰退现象;

(3)在短时间内能吸收相对多的热量，且有良好的耐磨性能;

(4)能承受较高的压盘作用力;

(5)能抵抗高转速下大的离心力载荷而不破坏;

(6)在传递发动机转矩时，有足够的抗剪切强度;

(7)具有小的转动惯量，材料加工性能良好;

(8)在整个正常工作温度范围内，和对偶材料压盘、飞轮等 有良好的兼容摩擦性能;

(9)摩擦副对偶面有高度的溶污性能;

(10)具有良好性价比，不污染环境。

鉴于以上各点，近年来，摩擦材料的种类增长极快。挑选摩擦材料的基本原则是:

(11)满足较高性能的标准;

(12)成本最小；

(13)考虑替代石棉。

### 5.4.1摩擦片上开槽尺寸的设计

开槽为了让摩擦片在较高温度下工作时有良好的散热性，还可以移除摩擦片磨损的磨屑，本设计中开槽宽度=2mm，深度=1mm。

### 5.4.2摩擦片与从动片连接方式的选择

摩擦片与从动片的连接方式有铆接和粘接。由于铆接连接可靠，更换摩擦片方便，适宜在从动片上安装波形片。因此，本设计固紧摩擦片的方法采用较软的黄铜铆钉直接铆接。

### 5.4.3摩擦片铆钉的参数确定及校核

本设计摩擦片外径为310mm 内径为175mm，设计铆钉数量16，选择铆钉材料选择H62黄铜，材料状态为软M状态，其抗拉强度最小值=305MPa,

## 5.5扭转减震器的设计

### 5.5.1极限转矩计算

极限转矩是指减振器在消除了限位销与从动盘毂缺口之间的间隙时所能传递的最大转矩，即限位销起作用时的转矩。它受限于减振弹簧的许用应力等因素，与发动机最大转矩有关，一般可取

Tj=(1.5~2.0)Temax

式中，系数取2。

试验表明，当减振器传递的极限转矩Tj与汽车后驱动轮的最大附着力矩Tamax相等时，传动系的动载荷为最小;若Tj<Tmax，系统将会产生冲击载荷；若Tj＞Tmax，则会增大减震器的角刚度，使传动系统载荷有所增大。因此，Tj也可按下式选取

replace:G=2450,φ=0.8,r=0.343,i=3.76 ,o=11.16 ,e=16013.76 N∙mm

式中，

满载汽车后驱动桥静载荷;

附着系数，计算时取=0.8;

r为车轮滚动半径

io为主减速比;

ig1为变速器1挡传动比。

得出转矩Tamax，可计算Tamax=8006.88 N·mm

### 5.5.2阻尼摩擦转矩 T

由于减振器扭转刚度k受结构及发动机最大转矩的限制，不可能很低，故为了在发动机工作转速范围内最有效地消振，必须合理选择减振器阻尼装置的阻尼摩擦转矩T。一般可按下式初选为

取0.17，带入数据计算得出Tu=1361.17 N·mm

### 5.5.3预紧转矩Tn

减振弹簧在安装时都有一定的预紧。研究表明，Tn增加，共振频率将向减小频率的方向移动，这是有利的。但是Tn不应大于Tn，否则在反向工作时，扭转减振器将提前停止工作，故取

取0.15，带入数据计算得出Tn=1201.03 N·mm

扭转角刚度可按刚度的定义kφ≤Tj=208.18 N·m/rad

### 5.5.4 减振弹簧的设计

1．减振弹簧的安装位置

结合d>2R0+50mm，得R0取57.5mm，则2R0/d=0.66

2．全部减振弹簧总的工作负荷PZ

replace:T=16013.76 ,R=166.75 ,e=96.03 N

3．单个减振弹簧的工作负荷

replace:A=96.03 ,Z=6,e=16.01 N

式中Z为减振弹簧的个数，按表3.9选择：

取Z=6

表**3.10**　减振弹簧个数的选取

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 摩擦片的外径D/mm | 225～250 | 250～325 | 325～350 | 〉350 |
| Z | 4～6 | 6～8 | 8～10 | 〉10 |

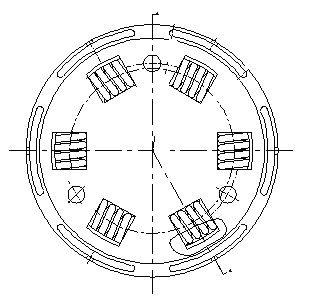


图3.5 扭转减振器

4．减振弹簧尺寸

（1）选择材料，计算许用应力

根据《机械原理与设计》(机械工业出版社)采用65Mn弹簧钢丝， 设弹簧丝直径d=3mm,σb=1620MPa,[τ]=0.5σb=810MPa。

（2）选择旋绕比，计算曲度系数

根据下表选择旋绕比

表**3.11**旋绕比的荐用范围

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d/mm |  |  |  |  |  |  |
| C |  |  |  |  |  |  |

确定旋绕比C=4，曲度系数K=(4C-1)/(4C-4)+0.615/C=1.4

1. 强度计算

replace:K=1.4,F=139.25,C=4,π=3.14,τ=810,e=2.22mm

与原来的d接近，合格。

中径 D2=Cd=12mm；外径D=D2+d=15mm

（4）极限转角取φj=3.981°，则Δl=3.99 mm

（5）刚度计算

弹簧刚度

replace:F=278.5,G=139.25,l=3.99 ,e=34.90 mm

其中，F2为最小工作力，F2=0.5F1

# 6.离合器盖总成的设计

## 6.1压盘的设计

压盘的设计包括:传力方式选择;确定几何尺寸。

岁压盘是离合器的主动部分，在传递发动机转矩时，它和飞轮一起带动从动盘转动，所以它必须和飞轮连接在一起，但这种连接应允许压盘在离合器的分离过程中能自由的沿轴向移动，使压盘和从动盘脱离接触。已经说明本设计中压盘的传力方式为传动片式。

### 6.1.1尺寸的确定

前面有关离合器主要参数的确定中，已经确定了摩擦片的内外径，从而压盘的内外径也就基本确定下来了。压盘的外径=D+(2~5)mm，压盘的内径=d-(1~4) mm。本设计中压盘的外径=315mm,压盘的内径=171mm。压盘的厚度确定主要依据有以下两点:

(1)压盘应有足够的质量

要求压盘有足够大的质量以增大热容量来吸收热量。

(2)压盘应具有较大的刚度

压盘应具有足够大的刚度，以保证在受热的情况下不致产生翘曲变形，而影响离合器的彻底分离和摩擦片的均匀压紧。

所以，压盘厚度一般不小于10mm。

本设计，初选压盘的厚度为15mm。

### 6.1.2压盘凸台高度的设计

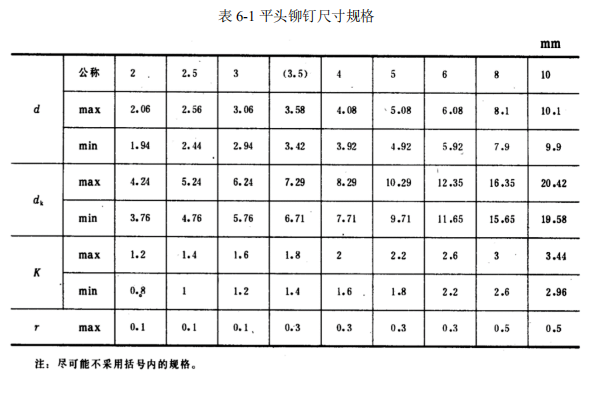
压盘凸台高度应保证在离合器摩擦片磨损到极限位置时，膜片弹簧分离指端的分离轴承端面不与从动盘花键毂的端面相干涉。

## 6.2传动片设计与校核

压盘通过传动片和离合器盖相连而被驱动。传动片一端与离合器盖相连接，一端与压盘相连接，沿圆周切向布置，一般布置3-4组，每组2-4片，每片厚度0.5-1mm，本次片厚取1mm一般由弹簧钢带制作而成。要求传动片有足够的轴向弹性使压盘容易分离，又有足够的强度不至于因弯曲拉压而断裂。

此次设计设计3组传动片i=3，每组4片n=3；

表6-1 平头铆钉尺寸规格



（一）传力片结构尺寸的确定

压盘通过传动片和离合器盖相连而被驱动。根据对传动片的功能要求，决定了它一端用铆钉固定在压盘上，另一端用螺钉与离合器盖相连，它们沿圆周切向布置，一般布置3~4组，而每组由3~4个弹性薄片组成，片厚一般为1~1.2mm，保证其既有足够的轴向弹性使压盘容易分离，又有足够的强度不至于因弯曲拉压而断裂。

本设计选用3组传动片，每组含有3个传动片，传动片几何尺寸：

传动片上两孔长度*L*=86mm

传动片孔的直径 *d*=6mm

传动片宽度*b*=15mm

传动片厚度*h*=1mm

传动片圆周布置半径*R*=182.25mm

传动片材料弹性模量E=2×105MPa

(二) 传动片强度校核

对传动片应力状况的分析，与离合器的工作状态有关。下面分别讨论3种极端情况。

1)离合器彻底分离位置。按照设计要求，在离合器彻底分离时，传动片轴向变形量f=0,作用于传动片轴向的力*P*=0,此时也不传递转矩，故传递转矩引起的拉力*F*=0,所以传动片中应力σ=0

2)压盘、膜片弹簧和离合器盖组装成总成。传动片的轴向变形量最大值f=fmax

就发生在压盘和离合器盖组装成总成的时候。此时根据结构布置的尺寸链可初步得到fmax。由于离合器不传递转矩，此时*F*=0,最大应力由下式决定：

3)离合器传递转矩且摩擦片磨损到极限。此时，虽然传动片的轴向变形fmax已较上述的fmax小，但传动片受力传扭，其应力最为复杂并可能有两种情况：正向驱动或方向驱动。

正向驱动应力公式为

反向驱动应力公式为

根据上述分析，分别计算3种工况的最大驱动应力及传动片的最小分离力。

传动片有效长度：

计算=77mm

传力片的弯曲总刚度：

计算=2064.43 MN/mm（惯性矩Jx=43633350.86 mm4）

1)彻底分离时，按设计要求f=0,Te=0，由公式(6.4)或(6.5)可知σ=0

2)压盘和离合器盖组装成盖总成是，Te=0，通过分析计算可知fmax=7.62mm,可用公式(6.3)计算最大应力：

replace:f=7.62,E=200000,h=1,L=77,e=771.12 MPa

3)离合器传扭是，分正向驱动（发动机→车轮）与反向驱动（车轮→发动机），fmax出现在离合器摩擦片磨损到极限状况，通过尺寸链的计算可知fmax=4.13mm。

正向驱动：

由公式(6.4)

replace:f=7.62,E=2×105,L=77,T=185,i=3,n=3,R=182.25,b=15,h=1,e=239.14 MPa

反向驱动：

由公式(6.5)

replace:f=7.62,E=2×105,L=77,T=185,i=3,n=3,R=182.25,b=15,h=1,e=596.75 MPa

可见反向驱动最危险，鉴于上述传动片的应力状况，应选用80钢。

4)传动片最小分离力发生在新装离合器的时候，从动盘尚未磨损，离合器在结合状态下的弹性弯曲变形量此时最小，根据设计图纸确定f=1.63mm.

其弹性恢复力为

replace:K=2064.43 ,f=1.63,e=3365.02 N

## 6.3离合器盖的设计

离合器盖与飞轮用螺栓固定在- -起，通过它传递发动机的- - 部分转矩给压盘。此外它还是离合器压紧弹簧和分离杆的支承壳体。

### 6.3.1离合器盖设计中应注意的问题

1)刚度问题。在减轻重量和增加刚度的要求下，离合器盖常采用厚度约为3~5mm冲压成比较复杂的形状。本设计为小轿车的离合器设计，取离合器盖厚度为4mm,材料为08钢，该材料硬度、塑性、韧性好，易于深冲、拉延、弯曲和焊接。

2)通风散热问题。为了加强离合器的冷却，离合器盖上开较大的通风窗口或在盖上加设通风扇片等。

3)对中问题。离合器盖的对中方式有两种，一种是用止口对中，铸造的离合器盖以外圆与飞轮上的内圆止口对中;另一种是用定位销或定位螺栓对中。本设计采用2个05的圆柱定位销对离合器盖对中。

4)精度问题。盖的膜片弹簧支承处应具有高的尺寸精度。

### 6.3.2离合器盖与飞轮连接螺栓的选取

根据GB/T5783-2016《六角头螺栓 全螺纹》选取离合器盖与飞轮连接螺栓为M10×20，数量为9颗。

## 6.4分离杠杆装置

对于分离杠杆装置的结构设计要求:

1)分离杠杆应具有较大的弯湾曲刚度，以免分离时杆件弯曲变形过大，减小了压盘行程，使分离不彻底。

2)应使分离杠杆支承机构与压盘的驱动机构在运动上不发生干涉。

3)分离杠杆内端高度应能调整，使各内端位于平行于压盘的同一平面，其高度差不大于0.2mm。

4)分离杠杆的支承处应采用滚针轴承、滚销或刀口支承，以减小摩擦和磨损。5)应避免在高速转动时因分离杠杆的离心力作用而降低压紧力。

6)为了提高通风散热能力， 可将分离杠杆制成特殊的叶轮形状，用以鼓风。

分离杠杆主要由08低碳钢板冲压和35等中碳钢锻造成形锻件硬度为131~156HBS而成。

## 6.5.支承环

支承环和支承铆钉的安装尺寸精度要高，耐磨性要好。支承环一般采用3.0~4.0mm的碳素弹簧钢丝。本设计选用单支撑环形式，如下图将膜片弹簧大端支撑在离合器盖中的支撑环上。

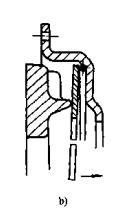


图6-1 单支撑环形式

支承环和支承铆钉的安装尺寸精度要高，耐磨性要好。支承环一般采用3.0~4.0mm的碳素弹簧钢丝。本设计选用无支撑环形式，如下图将膜片弹簧大端直接支撑在离合器盖冲出的环形凸台上。

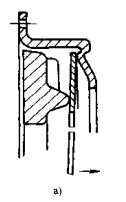


图6-1 无支撑环形式

# 7. 离合器的操纵机构

## 7.1操纵机构

汽车离合器操纵机构是驾驶员用来控制离合器分离又使之柔和接合的一套机构。它始于离合器踏板，终止于离合器壳内的分离轴承。由于离合器使用频繁，因此离合器操纵机构首先要求操作轻便。轻便性包括两个方面，一是加在离合器踏板上的力不应过大，另一方面是应有踏板形成的校正机构。离合器操纵机构按分离时所需的能源不同可分为机械式、液压式、弹簧助力式、气压助力机械式、气压助力液压式等等。

离合器操纵机构应满足的要求是[3]：

（1）踏板力要小，轿车一般在*80～15*0N范围内，货车不大于*150～200*N；

（2）踏板行程对轿车一般在80~150mm范围内，对货车最大不超过*180*mm；

（3）踏板行程应能调整，以保证摩擦片磨损后分离轴承的自由行程可复原；

（4）应有对踏板行程进行限位的装置，以防止操纵机构因受力过大而损坏；

（5）应具有足够的刚度；

（6）传动效率要高；

（7）发动机振动及车架和驾驶室的变形不会影响其正常工作。

机械式操纵机构有杠系传动和绳索系两种传动形式，杠传动结构简单，工作可靠，但是机械效率低，质量大，车架和驾驶室的形变可影响其正常工作，远距离操纵杆系，布置困难，而绳索传动可消除上述缺点，但寿命短，机构效率不高。

本次设计的普通轮型离合器操纵机构，采用液压式操纵机构。液压操纵机构有如下优点：

（1）液压式操纵，机构传动效率高，质量小，布置方便；便于采用吊挂踏板，从而容易密封，不会因驾驶室和车架的变形及发动机的振动而产生运动干涉；

（2）可使离合器接合柔和，可以降低因猛踩踏板而在传动系产生的动载荷，正由于液压式操纵有以上的优点，故应用日益广泛，离合器液压操纵机构由主缸、工作缸、管路系统等部分组成。

a2=120mm，a1=50mm，d2=135mm，d1=67mm

c2=50,c2=50mm，c1=21.4mm，b1=50mm，b2=95mm

## 7.2 离合器踏板行程计算

踏板行程S由自由行程S1和工作行程S2组成：

（3.19）

式中，S0f为分离轴承的自由行程，一般为1.5~3mm，取S0f=1.5mm；反映到踏板上的自由行程S1一般为20~30mm；d1、d2分别为主缸和工作缸的直径；Z为摩擦片面数；ΔZ为离合器分离时对偶摩擦面间的间隙，取ΔS=0.9mm；a1、a2、b1*、b2*、c1、c2为杠杆尺寸。

得：S=131mm，S1=27.77mm，合格。



图3.6 液压操纵机构示意图

## 7.3踏板力的计算

踏板力为

（3.20）

式中，F′为离合器分离时，压紧弹簧对压盘的总压力；iΣ为操纵机构总传动比，；η为机械效率，液压式：η=80~90%，机械式：η=70~80%；Fs为克服回位弹簧1、2的拉力所需的踏板力，在初步设计时，可忽略之。F′=3249 N，iΣ=43.26，η=80%；则

Ff=75N

分离离合器所作的功为

式中，F1为离合器拉接合状态下压紧弹簧的总压紧力，F1=8801 N，则

WL=13556J。

# 8从动轴的计算

1．选材

40Cr调质钢可用于载荷较大而无很大冲击的重要轴，初选40Cr调质 。

2．确定轴的直径



式中，A为由材料与受载情况决定的系数，见表3.11:

表7.1　轴常用几种材料的及A值

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 轴的材料 | Q235-A，20 | Q275，35  （1Cr18Ni9Ti） | 45 | 40Cr,35SiMn  38SiMnMo,3Cr13 |
|  | 15～25 | 20～35 | 25～45 | 35～56 |
| A | 149～126 | 135～112 | 126～103 | 112～97 |

取100，n 为轴的转速，2285r/min，则

24.00 mm，取28mm。

# 总 结

本次离合器系统设计，根据任务书相关数据，再参照相关车型参数确定了本次设计的离合器类型及相关参数。本文第一章阐述了离合器的发展史及国内外离合器的发展现状；第二章轮着论证分析了离合器各个结构的优缺点并最终选定了离合器形式。在确定了离合器的结构形式以后，紧接着在第三章我进行了离合器的主要参数选择及计算。对参数进行校核，得出参数都符合要求。紧接着是扭转减震器的设计以及减震弹簧的设计，进行强度计算之后得出符合要求的数据。之后进行了离合器的主要零部件的结构设计，其中包括从动盘总成，选择从动盘，从动盘毂的设计，摩擦片、从动盘的设计。至此离合器参数就基本设计计算完成。之后就是利用设计计算的参数进行离合器的画图。

# 参 考 文 献

［1］徐石安;江发潮.汽车离合器［M］.清华大学出版社.2005.（8）.106-111

［2］王望予.汽车设计（第四版）［M］.机械工业出版社.2004.（8）.62-68

［3］刘维信.汽车设计［M］.清华大学出版社.2001.（7）.98

［4］中华人民共和国国家标准.GB 7258-2012 机动车运行安全技术条件 [S].中国标准出版社。2012.

［5］中华人民共和国国家标准.GB/T 93-1987 标准弹簧垫圈 [S].中国标准出版社.1987.

［6］中华人民共和国国家标准.GB/T109-1986 平头螺钉 [S].中国标准出版社，2012.

［7］中华人民共和国国家标准.GB/T872-1986 扁平头螺钉 [S].中国标准出版社，1986.

［8］中华人民共和国国家标准.GB 876-1986 空心铆钉 [S].中国标准出版社，1986.

［9］中华人民共和国国家标准.GB/T 5783-2016 六角头螺栓 全螺纹 [S].中国标准出版社，2016.

［10］朱佰强.汽车离合器设计思考［J］.中国新技术新产品.2019.（8）.58-59

［11］ 李光明; 刘辉; 毛世伟.离合器性能设计计算方法的研究［J］.客车技术与研究.2010.（6）.25-26+52

［12］焦红莲.某种汽车离合器的选型计算［J］.农业装备与车辆工程.2016.（8）.83-85