摘要

离合器的主要功用是切断和实现发动机对传动系的动力传递，设计的离合器应在任何行驶条件下，都能可靠地传递发动机所在工况的最大转矩，有适当的转矩储备并且防止传动系过载。本设计在参考了多种离合器结构形式的基础上，具体设计了一个推式膜片弹簧离合器。

关键词：推式，膜片弹簧，结构设计

Abstract.

The mam function of the clutch is to cut off and realize the power transmission of the engine to the drive train The designed clutch should be able to reliably transmit the maximum torque of the working condition of the engine under any driving conditions, with appropriate torque reserve and prevent the overload of the drive train. On the basis of referring to a variety of clutch structures, a pusher diaphragm spring clutch is designed

Key words: push type, diaphragm spring, structural design

目录

摘要.....1

关键词：推式，膜片弹簧，结构设计.....1

Abstract.....1

第 1 章绪论.....2

1.1 离合器发展史.....2

1.2 离合器概述.....2

1.2.1 离合器的功用.....2

1.2.2 离合器的组成.....3

第 2 章 离合器结构设计方案.....3

2.1 设计参数.....3

2.2 离合器设计满足的基本要求.....3

2.3 从动盘的选择.....4

2.3.1 单片离合器.....4

2.3.2 双片离合器.....4

2.4 弹簧结构形式的选择.....4

2 · 5 压盘的驱动方式.....5

第 3 章离合器主要参数的确定.....5

3.1 选取摩擦片尺寸.....5

3.2 滑磨功 WD 的计算.....7

3.3 温升速率 HR 的计算.....8

3.4 计算压盘质量.....9

3.5 计算压紧力 9
3.6 摩擦片的单位压力 10
3.7 摩擦片的平均摩擦半径 10
3.8 离合器转矩容量计算 10
3.9 离合器基本参数的约束条件 11
3.10 离合器间隙 11
第 4 章 · 离合器膜片弹簧的设计 11
4.1 膜片弹簧的结构形状特点 11
4.2 基本参数的选择 12
4.2.1 比值 H/h 和 h 的选择 12
4.2.2 比值 R/r 和 R、r 的=选择 12
4.2.3 自由状态下圆锥底角 α 的确定 12
4.2.4 工作点位置的选择 12
4.2.5 分离指数目 n 的选取 14
4.2.6、切槽宽度 15
4.2.7 支承环加载点半径 R_1 和压盘加载点半径 r_1 的确定 15
4.2.8、公差与精度 15
4.3 膜片弹簧的应力计算 15
4.4 膜片弹簧的材料和工艺要求 16
第 5 章离合器从动盘总成的设计 17
5.1 从动盘组成结构 17
5.2 从动片的设计 17

5.3 从动盘毂的设计与花键校核.....17
5.4 摩擦片的设计.....18
5.4.1 摩擦片上开槽尺寸的设计.....18
5.4.2 摩擦片与从动片连接方式的选择.....18
5.4.3 摩擦片铆钉的参数确定.....18
5.5 扭转减震器的设计.....19
5.5.1 减震弹簧的设计.....19
5.5.2 从动片相对于从动盘毂的最大转角.....21
5.5.3 限位销与从动盘毂缺口侧边的间隙.....21
第 6 章 · 离合器盖总成的设计.....21
6.1 压盘的设计.....21
6.1.1 尺寸的确定.....21
6.1.2 压盘凸台高度的设计.....21
6.2 传动片设计与校核.....22
6.3 离合器盖的设计.....24
6.3.1 离合器盖设计中应注意的问题.....24
6.3.2 离合器盖与飞轮连接螺栓的选取.....24
6.4 分离杠杆装置.....24
6.5.支承环.....25
第 7 章.离合器的操纵机构.....25
7.1 操纵机构.....25
7.2 离合器踏板行程计算.....25

7.3 踏板力的计算.....26

总结.....26

第1章绪论

1.1 离合器发展史

汽车是目前人们生活中重要的交通工具，也是人类科学技术发展水平提高的标志，随着生活水平的提高以及现代生活节奏的加快，人们对交通工具的要求也越来越高。而对于汽车来说一个合适的离合器能够使汽车提高稳定性，也决定着车辆的平顺性、动力性等要求。

离合器作为传动系统中的重要组成部分，历经了多年的发展与演变。离合器的起源可以追溯到古代，当时的人们使用简单的机械装置来传递动力。随着工业革命的兴起，人们开始意识到离合器在许多领域中的重要性。初创期的离合器设计相对简单，主要应用于纺织、磨粉等行业中。这一时期的离合器主要是通过摩擦力来实现动力的分离和接合。

随着科技的不断进步，离合器也迎来了技术革新的时期。这一时期的离合器设计更加精密，材料更加优质，功能也更加丰富。同时，人们对离合器的原理和性能进行了更深入的研究，进一步提高了离合器的可靠性和效率。这一时期的离合器开始广泛应用于汽车、摩托车等交通运输领域。

进入工业应用与普及期后，离合器的需求量大幅增加，生产规模也不断扩大。这一时期的离合器设计更加标准化和模块化，方便生产和维修。同时，随着新材料和新工艺的出现，离合器的性能和寿命得到了进一步提升。离合器在这一时期广泛应用于各种工业领域，成为传动系统中的重要组成部分。离合器是一种分离，接合装置，它在传动系统中起着传扭、分离传动、减振和过载保护多重功用，其品质攸关汽车的性能，对于使用工况复杂、超载严重的中国汽车更是如此。

由 19 世纪末 20 世纪初铝制锥盘的开放式摩擦离合器成为当时的主流开始，再到后来于 1920 年的美国市场普遍采用的多盘离合器，直至 1936 年发明出的膜片弹簧离合器人们一直在研究汽车离合器技术,希望汽车运行更加快捷、舒适、安全、可靠。目前国内汽车离合器企业经过不断地产品结构调整，国产膜片弹簧离合器的品种已经能全面覆盖国内重、中、轻、轿、微及农用等车型的需求，跟踪国外动力传动系统技术，研发新一代产品也取得了可喜成果，如双质量飞轮、液力变矩器、适用于 300 马力以上动力配套的由 430 拉式膜片弹簧离合器都获得了成功

现代各类汽车上应用最广泛的离合器是干式盘形摩擦离合器。一般分为螺旋弹簧和膜片弹簧压紧的单片或双片离合器。其他种类的离合器主要有液力离合器、电磁式离合器和离心式离合器，但由于传递效率、成本等原因，在汽车上很少应用。

1.2 离合器概述

1.2.1 离合器的功用

离合器安装在发动机与变速器之间，是汽车传动系中直接与发动机相联系的总成件。以下是离合器的功用：

1. 使发动机与变速器之间能逐渐接合，保证汽车平稳起步。
2. 暂时切断发动机与变速器之间的联系，以便于换挡和减少换挡时的冲击。
3. 当汽车紧急制动时能起分离作用，防止变速器等传动系统过载，起到一定的保护作用。

离合器可随驾驶员根据需要操纵，使发动机和传动系暂时分离或逐渐接合，以切断或递动机向传动系输出的动力

1.2.2 离合器的组成

离合器装置有离合器和离合器操纵机构组成。

离合器主要包括主动部分、从动部分、压紧机构、操纵机构四个部分组成。离合器的主动部分是发动机的飞轮、离合器盖、离合器中的压盘，离合器盖通过螺栓固定在飞轮上，离合器盖的动力通过传动片传给压盘。从动部分是从动盘和与之通过花键连接的从动轴（变速器第一轴），从动盘位于压盘和飞轮之间。压紧弹簧装在离合器盖内，周向分布，对压盘产生压紧力。分离杠杆的指点在离合器盖上，一端作用于压盘，另一端被分离轴承作用。当从动盘被压盘和飞轮加紧形成一个整体时。发动机的动力通过飞轮以及离合器盖、压盘传递给从动盘，由从动轴输出，这就是离合器的结; 若要切断发动机的动力输出，只需将压盘离开从动盘，使从动盘处于自由状态，这就是离合器的分离。

第 2 章 离合器结构设计方案

2.1 设计参数

驱动形式	4×2 后轮

轴距	6910mm
轮距前/后	1940/1880
整备质量	6705kg
总质量	14400kg
前悬/后悬	1245/3795
空载时前轴分配负荷	45%
满载时前轴分配负荷	26%
最高车速	90km/h
发动机功率	155 kw
最大爬坡度	30%
长、宽、高	11950mm、2470mm、2910mm
轮胎型号	10.00-20
发动机最大扭矩	805N.m

2.2 离合器设计满足的基本要求

（1）接合过程柔和、平稳的接合，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念减小振动。
（4）要求降合器散热良好，以免高温使弹簧退火和摩擦材料摩擦系数下降。
（5）命长，故障少。
（6）要本操纵轻便，以减轻驾驶人的劳动强度。
（7）容易检查、调整和维修。

2.3 从动盘的选择

2.3.1 单片离合器

只有一个从动盘，前后两片都装有摩擦片，形成两个摩擦片。单盘离合器可满足轿车和轻型货车传递发动机最大转矩的要求。单片离合器结构简单，轴向尺寸紧凑，散热良好，维修调整方便，从动部分转动惯量小，在使用时能保证分离彻底，采用轴向有弹性的从动盘可保证结合平顺。

2.3.2 双片离合器

有两个从动盘，形成 4 个摩擦面。对中、重型货车而言，要求离合

器传递大的转矩，较为有效的举措是增加摩擦面的数目。双片离合器与单片离合器相比，由于摩擦面数增加一倍，因而传递转矩的能力较大；结合更为平顺、柔和；在传递相同转矩的情况下，径向尺寸较小，踏板力较小；中间压盘通风散热性差，容易引起摩擦片过热，加快其磨损甚至烧坏；分离行程较大，不易分

2.4 弹簧结构形式的选择

膜片弹簧离合器中的膜片弹簧是一种具有特殊结构的碟形弹簧，主要由碟簧部分和分离指组成，它与其它形式的离合器相比具有如下一系列优点：

1)膜片弹簧具有较理想的非线性特性所示，弹簧压力在摩擦片允许磨损范围内基本不变，因而离合器工作中能保持传递的转矩大致不变。

2)膜片弹簧兼起压紧弹簧和分离杠杆的作用，使结构简单紧凑，轴向尺寸小，零件数目少，质量小。

3)高速旋转时，弹簧压紧力降低很少，性能较稳定；而圆柱螺旋弹簧压紧力则明显下降。

4)由于膜片弹簧大断面环形与压盘接触，故其压力分布均匀，摩擦片磨损均匀，可提高使用寿命。

5)易于实现良好的通风散热，使用寿命长。

6)平衡性好。

7)有利于大批量生产，降低制造成本。

但膜片弹簧的制造工艺较复杂，对材质和尺寸精度要求高，其非线性特性在生产中不易控制，开口处容易产生裂纹，端部容易磨损。近年来，由于材料性能的提高，制造工艺和设计方法的逐步完善，膜片弹簧的制造已日趋成熟。因此，膜片弹簧离合器不仅在轿车上被大量采用，而且在轻、中、重型货车以及客车上也被广泛采用，固本次设计采用膜片弹簧的结构形式。

与推式相比，拉式膜片弹簧离合器具有许多优点:取消了中间支承各零件，并不用支承环或只用一个支承环，使其结构更简单、紧凑，零件数目更少，质量更少;拉式膜片弹簧是中部与压盘相压在同样压盘尺寸的条件下可采用直径较大的膜片弹簧 ·提高了压紧力与传递转矩的能力，且并不增大踏板力，在传递相同的转矩时，可采用尺寸较小的结构;在接合或分离状态下，离合器盖的变形量小，刚度大，分离效率更高;拉式的杠杆比大于推式的杠杆比，且中间支承减少了摩擦损失，传动效率较高，踏板操纵更轻便，拉式的踏板力比推式的一般可减少约;无论在接合状态或分离状态，拉式结构的膜片弹簧大端与离合器盖支承始终保持接触，在支承环磨损后不会形成间隙而增大踏板自由行程，不会产生冲击和哭声;使用寿命更长，因此更适合于重型车辆的使用。

2·5 压盘的驱动方式

压盘的驱动方式主要有凸块——

窗孔式、传力销式、键块式和弹性传动片式等多种。前三种的共同缺点是在连接件之间都有间隙，在传动中将产生冲击和噪声，而且在零件相对滑动中摩擦和磨损，降低了离合器的传动效率。弹性传动片式是今年来广泛采用的驱动方式，沿圆周切向布置的三组或四组薄弹簧钢带传动片两端分别与离合器和压盘以铆钉或螺栓联结，传动片弹性允许其作轴向移动。当发动机驱动时，传动片受拉，当拖动发动机时，传动片受压。弹性传动片驱动方式的结构简单，压盘与飞轮对中性能好，使用平衡性好，工作可靠，寿命长。但反向承载能力差，汽车反拖时易折断传动片，故对材料要求较高，一般采用高碳钢。

第 3 章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T_{emax}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 Wo/A、温升速率 HNA 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。

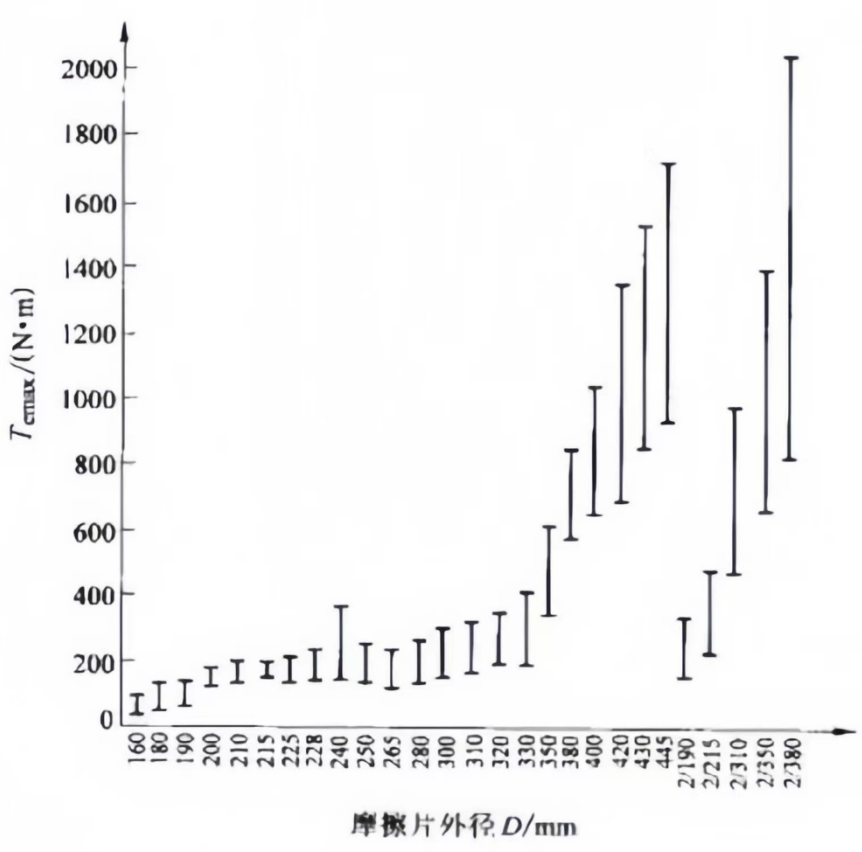


图3-1 发动机转矩与摩擦片外径的关系

表 3-1 摩擦片推荐值

外径 D\mm	160	180	200	225	250	280	300	325	380
内径径 D\mm	110	125	140	150	155	165	175	190	205
厚度\mm	3.2	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	4.0/5.0
单面面积 cm^2	106	132	160	221	302	0.802	466	546	804

表 3-2 不同汽车离合器容量参数的许用值

汽车种类参数		W_D/m_1 Nm/kg	W_D/A Nm/mm²	H_R/A Nm/mm²s$^{1/2}$	P/m1 Kw/kg	P/A Kw/mm²	$\sin\theta$	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/4*4 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	
越野货车		35880	2.5	1.48	12.3	0.0008	1/8	
大型货车或牵引车	压盘	95680	3.4	1.94	33.0	0.0012	1/8	
	中间盘	45448	3.4	1.94	15.7	0.0012	1/8	

综合分析以上两种方法并结合后面的校核调试，最终初选摩擦片外径 D=380mm，内径 d=205mm，厚度 t=4.0mm，单位面积 a=804cm²

3.2 滑磨功 WD 的计算

本设计为，路况为一般道路
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 Wp（J）为

$$W_D = \frac{\pi^2 n^2 T_{emax} r m_a k}{900 i_1 i_0 \left(\frac{T_{emax} \eta i_1 i_0}{r} - 9.81 m_a \sin\theta - 10 f m_a\right)}$$

$$W_D = \frac{3.14^2 \times 4800^2 \times 805 \times 0.493 \times 14400 \times 1}{900 \times 20 \times 11\left(\frac{805 \times 0.85 \times 20 \times 11}{0.493} - 9.81 \times 14400 \times 0.13 - 10 \times 0.015 \times 1440\right)}$$

=22963J

n-发动机最大转矩时的转速（4800r/min）ma-汽车总质量（14400kg）
r-驱动轮的滚动半径（0.493m）
i-驱动桥主减速比 11
ir-变速器一档传动比 20
Temax-发动机最大转矩（805N.m）
η-总传动效率，见表 3-3，0.85
Sin θ -坡度，见表 3-4，此处道路坡度用坡度的正弦函数表示 0.13
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sin θ

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

一般沥青和混凝土道路	0.015
卵石路	0.021
砂石路	0.042

计算单位面积滑磨功

$$\frac{W_D}{A} = \frac{W_D}{Za}$$

$$\frac{W_D}{A}=\frac{22963}{4\times 80364.38}=0.07N\cdot m/mm^2$$

小于 3.4，合格。

Z-摩擦片摩擦面数量，4

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。

$$H_R=0.1047nT_{emax}\sqrt{\frac{\pi nrm_a}{30i_1i_0\left(\frac{T_{emax}\eta i_1 i_0}{r}-9.81m_a\sin\theta-10fm_a\right)}}$$

$$H_R=0.1047\times 4800\times 805\sqrt{\frac{3.14\times 4800\times 0.493\times 14400}{30\times 11\times 20\times\left(\frac{805\times 0.85\times 11\times 20}{0.493}-9.81\times 14400\times 0.13-10\times 0.015\times 14400\right)}}$$

$$=96400N\cdot m/s^{1/2}$$

计算单位面积温升速率为：

$$\frac{H_R}{A}=\frac{H_R}{Za}$$

$$\frac{H_R}{A}=\frac{96400}{4\times 80364.38}=0.3N\cdot m/s^{1/2}$$

小于 1.94，合格。

3.4 计算压盘质量

根据表 3-2 选取 W_D/m_1=47840,计算压盘质量 m_1=0.48kg。

3.5 计算压紧力

压紧力 F 由下式计算：

$$F=\frac{3000\beta T_{emax}(D+d)}{\mu Z(D^2+Dd+d^2)}$$

$$F=\frac{3000\times 1.6\times 805\times(380+205)}{0.425\times 4\times(380^2+380\times 205+205^2)}=5030N$$

式中：

β-后备系数，见表 3-6，取 1.6

摩擦片的摩擦因数，见表 3-7,为 0.425

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		μ	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

$$P = \frac{F}{a}$$

$$P = \frac{5030}{80364.38} = 0.06\text{Mpa}$$

离合器摩擦面上的单位压力 P_0 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 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 T_C 大于发动机最大转矩 T_{emax}，写成如下关系式：

$$T_C = \beta T_{emax}$$

$$T_C = 1.6 \times 805 = 1288\text{N} \cdot \text{m}$$

3.8 离合器基本参数的约束条件

（1)摩擦片最大圆周速度 V_D 不超过 65~70m/s

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：

https://d.book118.com/965210143020011133