

# 超弹性本构模型在离合器有限元分析中的应用

康一坡<sup>1,2</sup>, 闫博<sup>1,2</sup>, 张尤龙<sup>1,2</sup>, 刘明远<sup>1,2</sup>

1. 汽车振动噪声与安全控制综合技术国家重点实验室
2. 中国第一汽车股份有限公司研发总院

**【摘要】** 合理选择摩擦衬片材料本构模型对于正确进行离合器有限元分析具有重要意义。本文以湿式离合器为研究对象, 应用摩擦片压缩性能试验测试了摩擦片压力-变形曲线, 在此基础上, 基于摩擦片几何参数推导出摩擦衬片材料名义应力-应变数据, 并采用超弹性本构模型表征了数据之间的强非线性关系。通过开展摩擦片压缩性能计算, 将摩擦片压力-变形计算曲线与试验曲线对比, 修正了超弹性本构模型压缩性能参数。最后将完备的超弹性本构模型应用在离合器系统轴向变形有限元计算中, 经试验验证表明, 离合器系统压力-变形计算曲线与试验曲线基本一致, 吻合较好, 验证了超弹性本构模型表征摩擦衬片材料力学性能合理, 预测的离合器系统轴向变形有效。

**【关键词】** 离合器, 摩擦片, 超弹性本构, 有限元, 泊松比

## Application of Hyperelastic Constitutive Model in Finite Element Analysis of Clutch

Kang Yipo<sup>1,2</sup>, Yan Bo<sup>1,2</sup>, Zhang Youlong<sup>1,2</sup>, Liu Mingyuan<sup>1,2</sup>

1. State Key Laboratory of Comprehensive Technology on Automobile Vibration and Noise & Safety Control
2. General Research and Development, China FAW Corporation Limited

**Abstract:** Reasonable selection of constitutive model of clutch friction material is of great significance for correct finite element analysis of clutch. The wet clutch was taken as the research object, and the pressure deformation relationship curve of the friction plate was obtained by using the compression performance test of the clutch friction plate. On this basis, the nominal stress-strain data of the friction material was derived based on the geometric parameters of the friction plate, and the hyperelastic constitutive model was used to characterize the strong nonlinear relationship between stress and strain. Then, the simulation calculation of the compression performance of the friction plate was carried out. By comparing the calculation curve of the pressure deformation relationship of the friction plate with the test curve, the compression performance parameters of the hyperelastic constitutive model were modified. Finally, the complete hyperelastic constitutive model was applied to the finite element calculation of the axial deformation of the clutch system. The experimental verification shows that the calculation curve of the pressure deformation relationship of the clutch system is basically consistent with the experimental curve, which verifies that the hyperelastic constitutive model is reasonable to characterize the mechanical properties of the friction material, and is effective in the finite element analysis of the axial deformation of the clutch system.

**Key words:** clutch, friction plate, hyperelastic constitutive, FEM, poisson's ration

## 引言

某湿式离合器采用蜗轮、蜗杆作为变速装置, 电动机作为驱动装置实现摩擦片的结合与分离。变速装置速比较大, 较小的离合器轴向变形即要求电动机提供较大转角才能满足摩擦片接合压力需求, 当离合器响应时间不变时, 电动机转速则要做出较大调整。因此, 正确预测并控制离合器轴向变形对于电动机转速性能前期开发以及离合器零部件刚度设计具有重要意义<sup>[1]</sup>。

在湿式离合器中, 摩擦衬片是由纤维、摩擦性能调节剂、填料、树脂等组成的纸基复合材料<sup>[2-3]</sup>, 成分复杂, 材料力学本构难以确定。通常情况下, 采用线弹性本构模型, 通过直接给定摩擦衬片材料弹性模量和泊松比即能在离合器摩擦磨损、应力和温度场有限元分析中获得满意的仿真精度, 例如曹飞将材料弹性模量取为4000MPa, 泊松比取为0.16, 研究了湿式多片离合器接合过程中的摩擦副的应力和温度场<sup>[4]</sup>; 孙冬野等将材料弹性模量取为270MPa, 泊松比

取为0.12, 进行了湿式多片离合器热机耦合应力仿真<sup>[5]</sup>; 陈遥飞将材料弹性模量取为2300MPa, 泊松比取为0.25, 进行了湿式多片离合器摩擦衬片接触压力仿真<sup>[6]</sup>; 赵海鸣等将材料弹性模量取为4000MPa, 泊松比取为0.16, 分析了高能密度摩擦片接合过程中的传热特性<sup>[7]</sup>; 郭永明等将材料弹性模量取为7550MPa, 泊松比取为0.12, 分析了离合器摩擦副的应力分布和温度场分布<sup>[8]</sup>。但将线弹性本构模型用于与离合器轴向变形相关性能仿真计算时, 不同弹性模量则会对仿真结果产生较大影响, 例如祝红青研究了不同弹性模量对离合器滑摩功的影响<sup>[9]</sup>, 张志刚研究了不同弹性模量对离合器转矩响应时间、油膜厚度的影响<sup>[10]</sup>, 结果表明, 线弹性本构模型仿真精度较差, 分析原因是摩擦衬片属于复合材料, 材料应力与应变之间具有强非线性关系, 通过直接给定弹性模量、泊松比的方法已不再适用, 此时应根据实际情况采用非线性本构模型。

非线性本构模型包括弹塑性本构、黏弹性本构、黏塑性本构、超弹性本构、损伤本构等<sup>[11]</sup>, 当现有仿真软件提供的材料本构模型不能满足仿真精度需要时, 也可以构建新的

本构<sup>[12]</sup>提升仿真精度。本文以湿式离合器为研究对象，首先应用离合器摩擦片压缩性能试验测试推导摩擦衬片材料应力-应变数据，确定合理的材料超弹性本构模型；然后建立与摩擦片压缩性能试验相同的有限元仿真模型，校准超弹性本构模型中的材料压缩性能参数；最后将确定的材料本构模型及压缩性能参数用于新开发的离合器系统的轴向变形计算中，通过对变形的计算值与试验值的吻合程度，验证超弹性本构模型用于表征摩擦衬片材料力学性能的合理性。

## 1 超弹性本构模型选择

### 1.1 摩擦片材料力学性能试验

如图 1 所示，单片离合器摩擦片由 1 片钢片和 32 片摩擦衬片组成，钢片一侧均匀布置了 16 片摩擦衬片，摩擦衬片以钢片的圆周方向和厚度方向对称分布。采用离合器摩擦片压缩性能试验测试推导摩擦衬片材料应力-应变数据的主要步骤如下：①将 5 片摩擦片摞在一起装卡在试验机上，各摩擦片的摩擦衬片相互对正；②多次缓慢加压测试并记录下 5 片摩擦片的压力-变形曲线，当前后两次压力-变形曲线较一致时停止；③取最后一次试验获得的压力-变形曲线，根据钢片、摩擦衬片的初始接触面积和厚度等参数计算出摩擦衬片的材料名义应力-应变数据。

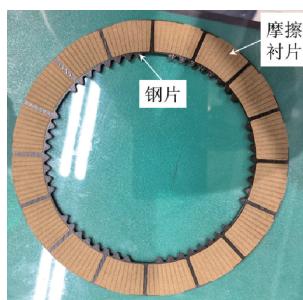


图 1 离合器摩擦片

图 2 是测试的摩擦片压力-变形曲线，共测试了 4 次，从图中可知，4 条曲线整体上均具有强非线性特点，其中，第 1 次测试曲线较其他 3 条曲线偏差较大，原因是第 1 次测试时摩擦衬片之间存在较大初始间隙以及较大的粗糙度；比较第 2 次到第 4 次测试曲线，当压力在 -7461~0N 时，3 条曲线一致性较好，当压力在 -7461N 与最大值之间时，第 2 次测试曲线与其他两条曲线出现偏离，说明摩擦衬片之间仍存在微小间隙，需要进一步压实；第 3 次与第 4 次测试曲线整体上基本吻合，二者均可用于摩擦衬片材料的名义应力-应变数据计算，计算方法见式 (1)~式 (3)。

$$\sigma = \frac{F}{iA} \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{L - L_g}{2jH_m} \quad (2)$$

$$L_g = \frac{\sigma}{E_g} j H_g \quad (3)$$

式中， $\sigma$  为摩擦衬片材料的名义应力； $F$  为摩擦片承受的压力； $i$  为钢片一侧布置的摩擦衬片数量； $A$  为单片摩擦衬片的接触表面积； $\varepsilon$  为摩擦衬片材料的名义应变； $j$  为摩擦片

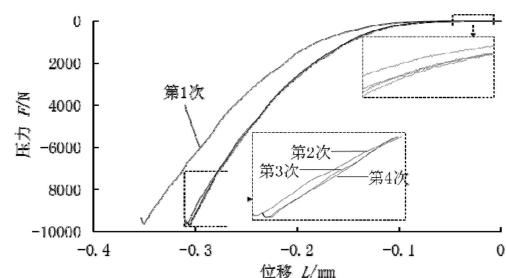


图 2 摩擦片压力-变形曲线

的数量； $L$  为  $F$  作用下  $j$  片摩擦片的总变形量； $L_g$  为  $j$  片摩擦片中钢片的总变形量； $H_m$  为单片摩擦衬片的初始厚度； $E_g$  为钢片材料的弹性模量； $H_g$  为单片钢片的初始厚度。

图 1 中摩擦片的参数如下， $i=16$ ,  $A=316.4\text{mm}^2$ ,  $j=5$ ,  $H_m=0.4\text{mm}$ ,  $E_g=2.1\times 10^5\text{MPa}$ ,  $H_g=0.9\text{mm}$ ，根据摩擦片参数和第 4 次测试的摩擦片压力-变形曲线计算的摩擦衬片材料名义应力-应变数据如图 3 所示，从图中可以看出，曲线整体上表现出强非线性变化，只有在  $(0, 0) \sim (-0.0116, -0.0033)$  很小一段范围内应力与应变近似为线性关系。考虑到摩擦衬片材料主要工作在曲线的非线性段，因此，曲线的线性段基本上可以忽略，进而采用非线性本构模型进行表征。图 2 中摩擦片压力-变形曲线在较小压力区域有微小波动，其会导致计算的名义应力-应变关系曲线出现单调性不一致情况。为了克服这一问题，以及满足仿真工具软件对数据的要求，图 3 中曲线进行了平滑处理。

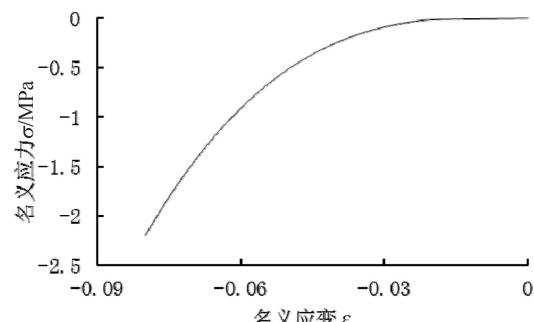


图 3 摩擦衬片材料名义应力-应变关系曲线

### 1.2 超弹性本构模型选择

Abaqus 软件提供了多种非线性本构模型，其中，超弹性本构模型具有较好的非线性力学性能描述能力，具体采用应变能函数进行表征，应变能函数有多种，例如 1 阶 Polynomial、Van\_der\_walls、Marlow、Neo\_Hooke、Ogden 等，将它们分别与最小二乘法结合，可进行材料力学性能曲线的拟合，并由拟合情况选择出拟合程度好、拟合数据稳定的应变能函数作为摩擦衬片材料的本构关系<sup>[13-14]</sup>。

图 4 绘制了图 3 中名义应力-应变曲线以及应用不同应变能函数拟合得到的拟合曲线，由拟合情况可知，1 阶 Polynomial、Neo\_Hooke 函数的数据拟合程度较差，2 阶 Polynomial、Ogden ( $N=3$ )、Yeoh 函数拟合数据的稳定性较差，只有 Marlow 函数在数据拟合程度以及拟合数据的稳定性方面均表现良好，因此，下面将 Marlow 函数用于表征摩擦衬

片材料名义应力-应变关系, Marlow 函数表达式见式 (4) ~ 式 (7)。

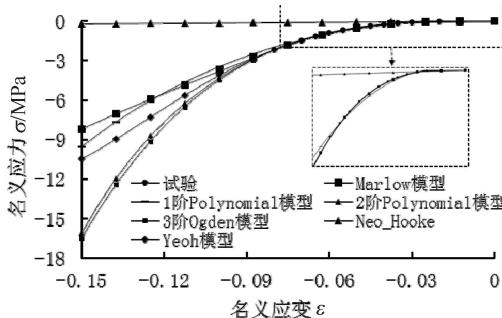


图 4 名义应力-应变关系拟合情况

$$U = U_{\text{dev}}(\bar{I}_1) + U_{\text{vol}}(J_{\text{el}}) \quad (4)$$

$$\bar{I}_1 = \bar{\lambda}_1^2 + \bar{\lambda}_2^2 + \bar{\lambda}_3^2 \quad (5)$$

$$\bar{\lambda}_i = (V/V_0)^{-\frac{1}{3}}(1+\varepsilon_i) \quad (6)$$

$$J_{\text{el}} = (V/V_0)/(1+\varepsilon^{\text{th}})^3 \quad (7)$$

$$\sigma_1 = \partial U / \partial \bar{\lambda}_1 \quad (8)$$

式中,  $U$  为应变能;  $U_{\text{dev}}$  为形状改变比能;  $U_{\text{vol}}$  为体积改变比能;  $\varepsilon_i$  为名义主应变;  $\varepsilon^{\text{th}}$  为线性热膨胀应变;  $V$  为当前体积;  $V_0$  为初始体积;  $\bar{\lambda}_1$  为主伸长比;  $\sigma_1$  为名义应力。

基于 Marlow 函数, 假设摩擦衬片材料体积完全不可压缩, 即泊松比取 0.5, 计算离合器摩擦片压缩性能, 通过将摩擦片压力-变形计算曲线与第 4 次试验曲线进行对比, 引述出进行材料压缩性能修正的必要性。摩擦片有限元模型如图 5 所示, 摩擦衬片采用六面体网格划分, 忽略表面的微小导油槽, 单元类型选择力-位移混合积分单元 C3D8H; 钢片和卡具采用六面体网格划分, 单元类型选择 C3D8I。摩擦衬片与钢片之间的黏结效果采用共节点方法模拟, 即假设二者之间不发生相对位移。卡具定义为不变形刚体, 其中一端卡具固定, 另一端卡具施加轴向压力, 以此模拟试验卡具对离合器摩擦片的加压效果。

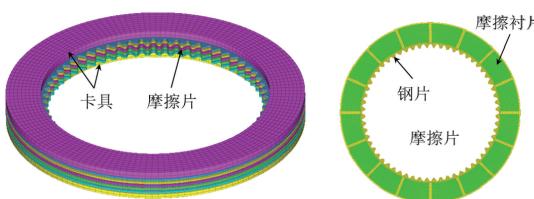


图 5 摩擦片压缩性能有限元分析模型

计算的摩擦片压力-变形曲线如图 6 所示, 从图中可以看出, 计算曲线明显低于试验曲线, 且偏差较大, 造成这种现象的主要原因是假设了摩擦衬片材料具有完全不可压缩性。而事实并非如此, 在摩擦片实际试验时, 摩擦衬片只有在圆周方向的侧面能够自由变形, 而中间部位则因受到钢片、卡具以及侧面材料的限制, 其应力状态主要表现为三向压缩, 这种应力状态使得摩擦衬片材料的体积压缩性能极大增强<sup>[15]</sup>。因此, 假设摩擦衬片材料体积完全不可压缩是不合适的, 应进行材料压缩性能修正。

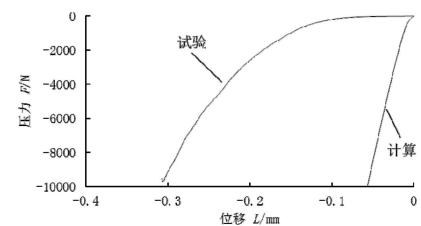


图 6 摩擦片压力-变形曲线对比

## 2 超弹性本构模型压缩性能修正

超弹性本构模型压缩性能修正方法有三种<sup>[16]</sup>, 一是在输入材料应变-应变数据时, 同时输入材料的横向应变数据; 二是直接输入材料的压力-体积变化率曲线; 三是输入一个小于 0.5 的泊松比。前两种方法基于试验测量, 能够比较精确地描述超弹性本构模型压缩性能, 但它们对试验要求较高。文中采用了第三种方法, 该方法通过对不同泊松比下的摩擦片压力-变形曲线的计算值与试验进行压缩性能修正。

图 7 是基于图 5 中仿真模型, 采用不同泊松比计算的摩擦片压力-变形曲线, 从图中可以看出, 随着泊松比  $\mu$  的减小, 计算曲线的走势逐渐变得平缓, 并逐步向试验曲线靠近。当泊松比为 0.12 时, 0 到 -0.26mm 变形范围内的计算曲线与试验曲线比较接近, 从 -0.26mm 向 -0.32mm 变形的过程中, 计算曲线逐渐偏离试验曲线, 偏离程度逐渐增大, 且前者变形量大于后者, 分析其原因是, 随着外载的增加, 计算采用的泊松比始终没变, 材料压缩性能不变, 而试验中的摩擦衬片材料逐渐接近不可压缩, 即泊松比接近 0.5。综合分析图中压力-变形曲线认为, 泊松比取 0.12 时计算曲线与试验曲线整体吻合较好, 因此, 摩擦衬片材料压缩性能对应的泊松比取为 0.12。

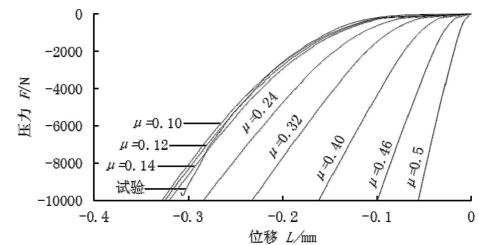


图 7 不同泊松比对应的压力-变形曲线

## 3 超弹性本构模型工程应用

根据离合器的传矩、热容量及设计空间要求确定摩擦片数量和尺寸<sup>[17]</sup>, 摩擦片数量依据式 (9)、式 (10) 确定为 10 片, 将摩擦片与轴、轴承、压盘等零部件装配在一起建立离合器系统有限元模型, 如图 8 所示, 其中摩擦衬片材料的力学性能及本构模型与第 1 节中的一致, 油泵壳体材料为铝合金, 剩余零部件材料为合金钢; 离合器轴向变形有限元模型边界条件施加在油泵壳体端面, 以模拟图 9 中台架试验卡具对离合器系统的支撑作用; 轴向压力施加在推力轴承端面, 以模拟作动器对离合器系统的压力作用。

$$T = Fr_m f_z \quad (9)$$

$$r_m = \frac{2(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} \quad (10)$$

式中,  $T$  为离合器传递的转矩;  $F$  为摩擦片承受的压力;  $f$  为摩擦系数;  $z$  为摩擦表面数目;  $r_m$  为平均摩擦半径;  $r_o$  为摩擦表面外半径;  $r_i$  为摩擦表面内半径。

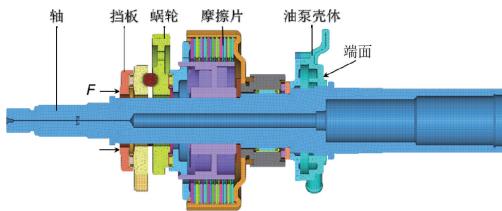


图 8 离合器系统有限元模型



图 9 离合器轴向变形台架试验

离合器系统轴向压力-变形计算曲线与试验曲线对比如图 10 所示, 其中, 试验曲线是参照第 1.1 节摩擦片压缩性能试验经多次加压获得的稳定曲线。从图中可以看出, 当变形在-1mm 到 0 之间时, 两条曲线重合度较好, 最大误差不超过 6%; 随着变形的增大, 两条曲线的偏离程度逐渐加大, 在试验最大变形即-1.47mm 附近时, 误差值达到 13% 左右。对于复杂的摩擦衬片材料, 以上仿真精度可以满足工程需要, 其验证了超弹性本构模型用于描述摩擦衬片材料力学性能具有一定的合理性。后续可根据压力-变形曲线在产

品开发前期无样品状态下确定电动机转速性能等参数, 为有效实现摩擦片的结合与分离控制提供支撑。计算误差主要来自两个方面, 一是摩擦衬片材料力学性能数据引入的误差, 包括测试、推导材料力学性能数据时引入的误差, 体积压缩性能修正引入的误差以及应用应变能函数预测单轴、双轴、平面剪切数据时引入的误差; 二是超弹性本构模型引入的误差, 即不同应变能函数预测的压力-变形曲线有所不同。综上所述, 超弹性本构模型能够有效预测离合器系统轴向变形, 并用于离合器系统的设计开发。

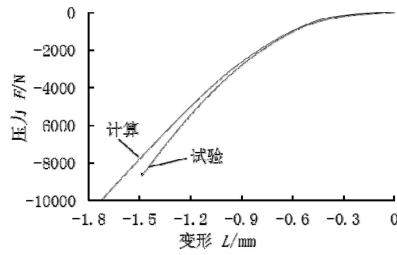


图 10 离合器系统轴向变形计算与试验对比

## 4 结论

1) 基于离合器摩擦片压缩性能试验获得了摩擦片压力-变形曲线, 根据摩擦片几何参数推导了摩擦衬片材料名义应力-应变数据, 并采用超弹性本构模型进行表征、应用在离合器开发中, 实现了离合器系统轴向变形的有效预测。

2) 通过离合器摩擦片压力-变形曲线计算与试验对比, 采用调整泊松比修正摩擦衬片材料压缩性能的方法是一种工程近似方法, 如要获得高精度压缩性能, 可通过继续完成更多材料力学性能试验达到。

3) 超弹性本构模型表征的材料通常假设为不可压缩的, 实际上假设为可压缩或不可压缩应视具体情况而定, 其与材料所处的位移边界约束有很大关系。

## 参 考 文 献

- [1] 万里翔, 刘雪莱, 陈权瑞, 等. 离合器轴向非线性特性对离合器分离力-分离位移的影响研究 [J]. 振动与冲击, 2018, 37 (19): 217-224.
- [2] 刘健. 自动变速器纸基摩擦片使用性能的研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- [3] 原灵霞, 颜红霞, 贾园, 等. 湿式离合器用纸基摩擦片的研究进展 [J]. 粘接, 2014, 35 (6): 83-86.
- [4] 曹飞. 湿式多片离合器接合特性研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2013.
- [5] 孙冬野, 胡丰宾, 邓涛, 等. 湿式多片离合器翘曲特性模拟与试验 [J]. 重庆大学学报, 2010, 33 (5): 1-6.
- [6] 陈遥飞. 湿式多片离合器热失效及摩擦特性研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2009.
- [7] 赵海鸣, 曹飞, 夏毅敏, 等. 高能密度摩擦片接合过程传热特性分析 [J]. 机械科学与技术, 2014, 33 (3): 339-343.
- [8] 郭永明, 王娜娜, 张童. 湿式离合器热固耦合仿真分析与试验研究 [J]. 机械制造与自动化, 2020, 49 (2): 150-154.
- [9] 祝红青. 湿式离合器滑摩特性和热负荷特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [10] 张志刚. 关于湿式离合器几个工作特性研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2010.
- [11] 阎前华, 康国政, 徐详. 非线性本构关系在 ABAQUS 中的实现 [M]. 北京: 科学出版社, 2021.
- [12] 赵鹏展, 魏良庆, 谢志远. 基于 Abaqus 的高强度钢 BR1500HS 本构模型二次开发 [J]. 热加工工艺, 2015, 44 (17): 134-141.
- [13] 姜莞, 史文库, 滕腾, 等. 基于有限元方法的发动机悬置强度改进设计 [J]. 汽车技术, 2011 (1): 20-24.
- [14] 上官文斌, 吕振华. 汽车动力总成液阻悬置液-固耦合非线性动力学仿真 [J]. 机械工程学报, 2004, 40

- (8): 80-86.
- [15] 李晓芳, 杨晓翔. 橡胶材料的超弹性本构模型 [J]. 弹性体, 2005, 15 (1): 50-58.
- [16] SIMULIA D S. Abaqus Version 6.14 Document Collection Abaqus Analysis User's Manual [M]. Providence, RI: Dassault Systemes Simulia Corp., 2014.
- [17] 瑞海姆, 等. 汽车变速器理论基础、选择、设计与应用 [M]. 宋进桂, 龚宗洋, 等, 译. 北京: 机械工业出版社, 2013: 292-296.