

硬密封球阀主密封副接触的特性分析

偶国富, 肖定浩, 易玉微, 刘旭, 金浩哲

(浙江理工大学流动腐蚀研究所, 杭州 310018)

摘要: 为研究金属硬密封球阀主密封面密封比压变化规律,建立了球阀的主密封结构有限元模型及密封性能评价模型,采用硬接触小滑移算法对密封副接触进行非线性有限元分析。计算了不同压力角、密封宽度以及密封面平均直径与进口阀座套筒外径比值下的密封比压并评价其密封性能,讨论了这三个变量在设计时的取值范围。结果表明:在不同压力角与密封宽度下,密封面上比压分布分别呈现抛物线与反比例函数趋势;在满足密封条件下,尽可能选择较大的压力角以减小摩擦转矩;密封面宽度选择存在一个最优值,当径向投影宽度大于7 mm时密封不严,小于5 mm时造成应力集中。

关键词: 硬密封; 密封比压; 压力角; 密封宽度; 有限元分析

中图分类号: TK730.2

文献标志码: A

0 引言

金属密封耐磨球阀是近年来技术发展最快的一类阀^[1],现代煤化工由于工况及工艺介质的特殊性,严格要求金属硬密封球阀的密封性能^[2],阀座密封等级要达到美国流体控制学会 ANSI/FCI70-2 的 Class V 级阀座泄漏标准。密封失效是此类阀门最常见的失效形式之一^[3],而决定一对密封副密封性的重要因素是比压、不平度和压差^[4]。在压差和加工精度确定的情况下,密封性能在很大程度上取决于密封面上的密封比压(密封面上单位面积上的压力)^[5]。影响球阀主密封结构密封比压的参数主要有密封宽度、压力角、压差、预紧力等。如果这些参数设计不当,会出现碟簧过载,启闭扭矩过大,导致阀座及球体表面涂层应力集中,从而产生裂纹,甚至剥落^[6-7],高温时形成球体“卡死”的现象。在实际计算过程中,金属硬密封球阀的比压计算采用近似公式。由于该公式在计算时采用密封面平均直径得出平均密封比压,因此不能准确反映密封副上的密封

比压分布^[8];若用数学分析方法获得密封面上的理论值,计算程序复杂而且结果不精确。目前,各类高校及科研院所对阀门密封性开展了大量研究,针对球阀软密封的有限元分析已趋于成熟^[9-12],而对于硬密封球阀的密封性能报道甚少^[13-14],特别是采用有限元分析方法进行球阀主密封结构优化设计鲜有报道。

鉴于此,本文以硬密封球阀典型进口端密封结构为研究对象,建立主密封结构的有限元模型,并结合密封比压的评价模型,采用大型通用非线性分析软件 ABAQUS 作为求解工具,重点研究硬密封球阀的密封比压与各参数之间的关系,进而建立不同密封结构设计参数的模型,揭示密封结构的密封宽度、压力角、 D_{MP}/D_{JH} 等影响因素对密封的影响,以期得到密封与启闭扭矩的平衡参数,完善硬密封阀门的设计理论与方法。

1 密封性能评价模型

选择合适的密封比压是保证阀门密封、寿命和结构紧凑的关键因素。当球阀在预紧状态下球体相

收稿日期: 2014-11-19

基金项目: 国家自然科学基金项目(U1361107);浙江省公益技术应用研究计划项目(2015C31013);浙江省教育厅科研项目(Y201329372);浙江理工大学 521 人才培养计划项目;浙江理工大学研究生创新研究项目(YCX13030)

作者简介: 偶国富(1965—),男,江苏太仓人,教授,博士,主要从事流动腐蚀预测及特种设备安全保障技术方面的研究。

通信作者: 金浩哲, E-mail: haozhe2007@163.com

对阀座转动时,密封副之间由于切向应力产生摩擦磨损。目前研究表明,金属材料摩擦副之间的摩擦磨损率随着载荷的增加有一个临界载荷,即在临界载荷下,磨损率较小,而大于临界载荷,磨损率迅速增大,产生比较严重的磨损^[15]。因此,为避免锁渣阀在频繁地启闭过程中出现严重的摩擦磨损,密封面的比压必须尽量小,但又要保证足够密封。因此,阀门的密封比压必须满足以下条件:

$$q_b < q < [q] \quad (1)$$

其中: q_b 为保证密封必需比压,单位 MPa; q 为实际比压,单位 MPa; $[q]$ 为密封面材料的许用比压,单位 MPa。

根据不同的密封面宽度、压力及材料进行试验,得到当密封面材料为钢或是硬质合金时的球阀必需比压经验公式^[5]可表示为:

$$q_b = m \left(\frac{3.5 + p}{\sqrt{h_2} / \cos \alpha} \right) \quad (2)$$

其中: h_2 为密封面径向投影宽度,单位 cm; m 为与流体性质有关的系数,常温水 $m=1$,高温液体、气体 $m=1.4$; p 为介质压力,单位 MPa; q_b 为密封必需比压,单位 MPa。

在本文中,当 $p=15$ MPa、 $h_2=5$ mm(设计值)时,必需比压按式(2)计算得到 $q_b=32$ MPa,而 $[q]=150$ MPa。

2 计算模型

球阀的主密封结构由阀球和阀座密封面组成,密封副主要采用两平整光滑的密封面相互挤压来阻止介质通过,从而实现密封。本文选取煤化工气化炉锁渣阀为研究对象,该阀的密封副二维结构简图如图1所示,阀球中心为原点,图中变量及主要设计数据如表1所示;采用通用有限元分析软件ABAQUS建立

表1 球阀设计数据

变量	值
公称通径/mm	150
结构形式	固定式
阀座密封面外径 D_{MW} /mm	170
密封内径 D_{HN} /mm	150
通道直径/mm	150
密封面径向投影宽度 h_2 /mm	5
公称压力 P /MPa	15
球体半径 R /mm	125
阀座密封面内径 D_{MN} /mm	160
密封外径 D_{HW} /mm	160
进口阀座套筒外径 D_{JH} /mm	187
密封面压力角 α /°	41.34

固定球阀的三维模型,如图2所示。阀座材料为 ASTM A182 F304,各向同性,弹性模量 $E=190$ GPa,泊松比 $\nu=0.3$,球体为解析刚体,不赋予材料属性;法向接触行为选择“硬”接触,切向无摩擦;密封面接触采用罚函数法^[16]求解;稳态计算与分析时间无关,默认设置为1;网格划分技术选择扫掠进阶算法,阀座整体划分为六面体网格,单元类型为八节点六面体线性减缩积分单元(C3D8R),并在接触面处细化网格,如图3所示。

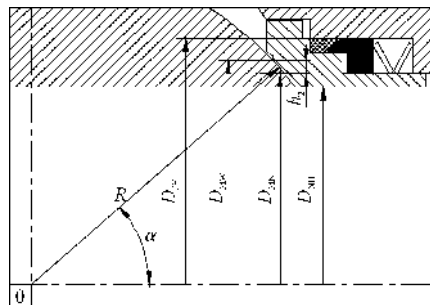


图1 主密封结构二维模型

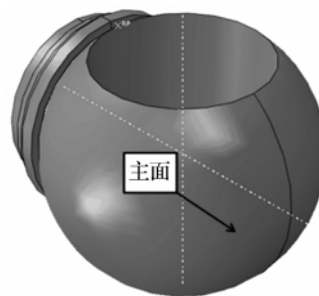


图2 主密封结构三维模型



图3 阀座网格图

在进行接触分析时,首先要判断接触主从面是否有效接触,ABAQUS判断的标准是当 $COPEN$ (从面节点与主面的距离) 为0或非常接近于0时表示此节点与主面相接触。本文中球体表面为主面,与球体接触的阀座部分为从面。图4所示的是主从面的接触状态, $COPEN_{max} = 3.618 \times 10^{-14}$,该值非常接近于0,因此可以认为本模型所建立的接触有效。

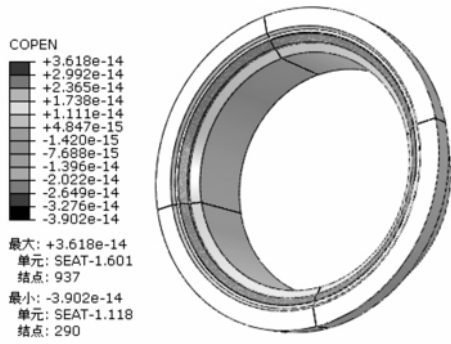


图 4 接触状态

3 有限元与近似理论计算的对比验证

结合阀座密封结构的受力分析,推导出固定球阀的密封比压 q 的近似计算公式为^[5]:

$$q = \frac{N}{F_{MN}} = \frac{p(D_{JH}^2 - 0.6D_{MN}^2 - 0.4D_{MW}^2)}{8Rh\cos\alpha} \quad (3)$$

表 2 不同压力角下密封比压计算结果分析

压力角/(°)	D_{MW}/mm	D_{MN}/mm	密封面平均直径处比压值/MPa		误差/%
			有限元分析值	理论计算值	
40.13	166	156	41.53	43.53	4.59
41.34	170	160	36.59	36.74	0.41
42.57	174	164	32.58	33.57	2.91
43.83	177	168	25.49	26.33	2.81

4 固定球阀密封比压分析

密封面的压力角、密封面宽度以及密封面平均直径 D_{MP} 与阀座套筒外径 D_{JH} 之比对密封比压影响较大。因此,下面主要将从这三个因素开展研究,探讨阀门密封性能与其之间的关系。

4.1 压力角影响

在保持密封面宽度不变的情况下,改变阀座密封面外径与内径的大小来调整压力角的大小, α 范围在 $40.13^\circ \sim 45.12^\circ$ 之间变化。不同压力角下密封比压分布如图 5 所示。由图 5 可知,密封面上比压分布规律不随压力角的变化而改变,整体上呈现两侧比压值较大,中间数值相对较小的趋势。越靠近密封面中部,密封比压分布越均匀,而在两侧端部,密封比压变化较大。随着压力角的增加,密封比压整体偏小。当球体与阀座接触时,因为毛细现象在密封副之间存在流体,当阀座在介质作用下沿流向有相对运动时,使得球体与阀座更加紧密接触,从而密封副边缘到中部的流体介质会越来越少,因此密封面内径处在球体与介质的双重作用下,使得受力略大于密封面中部。

其中: q 为密封比压,单位 MPa; N 为球体对密封面的法向力,单位 N; F_{MN} 为密封环带面积,单位 mm^2 ; h 为阀座密封面宽度,单位 mm; p 为工作压力,单位 MPa。

比较不同压力角下密封面中部的比压值如表 2 所示。理论计算时取密封面宽度 $h = 6.6 \text{ mm}$, $R = 125 \text{ mm}$, $D_{JH} = 187 \text{ mm}$, $p = 15 \text{ MPa}$, 其他参数见表 2。以设计压力角 ($\alpha = 41.34^\circ$) 为例,有限元分析所得 $(D_{MN} + D_{MW})/2$ 处密封比压是 36.74 MPa , 而理论计算的密封比压通过式 (3) 得到, 为 36.59 MPa , 两者间误差为 0.41% , 因此有限元计算值是可信的。理论计算值相对于有限元分析值偏大, 但误差均在 5% 以内, 这是由于理论值计算公式是取密封面平均直径计算造成的。

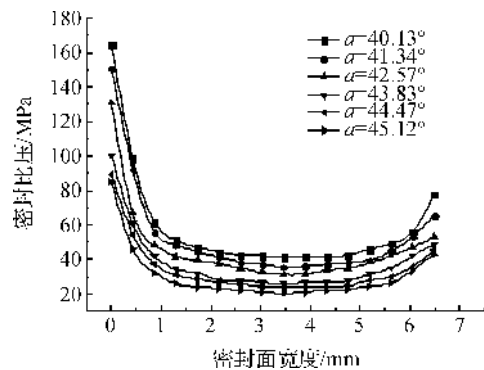


图 5 不同压力角下密封比压分布

当满足公式 (2) 建立的密封条件时, 要求最大密封比压小于许用比压 $[q] = 150 \text{ MPa}$, 最小比压大于必需比压 $q_b = 32 \text{ MPa}$ 。由表 3 可知, 实现有效密封的压力角范围是 $41.34^\circ \sim 42.57^\circ$ 。在这个压力角范围内, 球阀在启闭过程中受到的摩擦转矩 M_Q 在 $2130 \sim 2564 \text{ N} \cdot \text{m}$ 范围内, 如图 6 所示。随着压力角增加, 摩擦转矩呈线性减小的趋势, 有利于阀门启闭及寿命延长。因此, 在满足密封比压的条件下, 可以适当选取较大的压力角。

表3 设计宽度下比压值

压力角/(°)	外径最大值/MPa	内径最大值/MPa	最小值/MPa	必需比压/MPa
40.13	164	77	39	32
41.34	150	65	35	
42.57	130	52	33	
43.83	100	48	26	
44.47	89	45	23	
45.12	85	42	20	

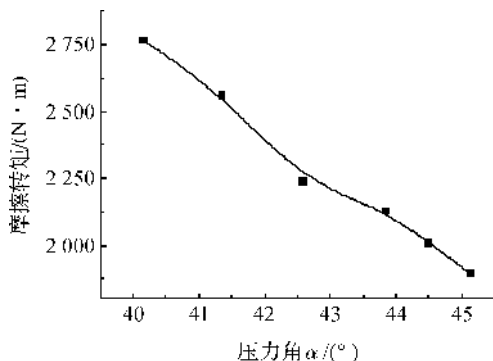


图6 不同压力角下摩擦转矩

4.2 密封面宽度影响

在保持压力角不变的条件,改变阀座密封面内外径大小来研究阀座密封面宽度对密封性能的影响。不同密封面宽度密封比压曲线如图7所示,从图中可以看出,在不同阀座密封面宽度下,密封比压分布规律一致,基本呈反比例函数分布。随着密封面宽度增加,接触面积增加,密封比压整体减小,以至于不能满足密封条件,但是密封比压分布更加均匀;当密封面较窄时,接触面积小,密封比压大,且分布不均,导致阀门在启闭过程中,密封面摩擦磨损严重,缩短阀门的使用寿命。从表4可知,当 $h_2=4$ mm时, $q_{\max}=240$ MPa,大于许用比压 $[q]=150$ MPa;而当 $h_2=7,8$ mm时, q_{\min} 均小于必需比压。因此上述两种情况都不满足密封条件。因此在本文设计条件下满足密封的阀座密封面垂直投影宽度 h_2 在5~7 mm范围内。

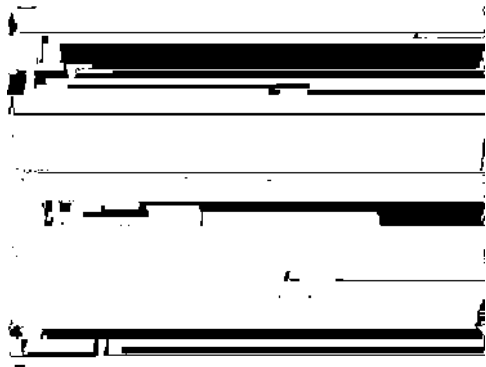


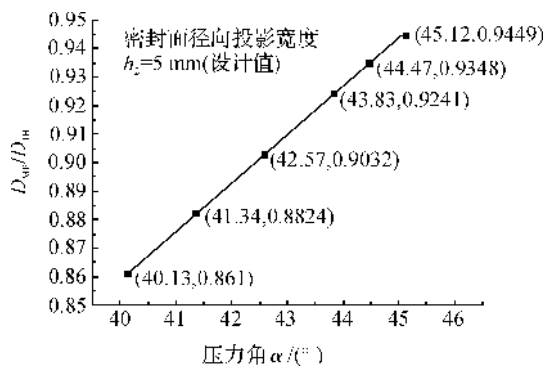
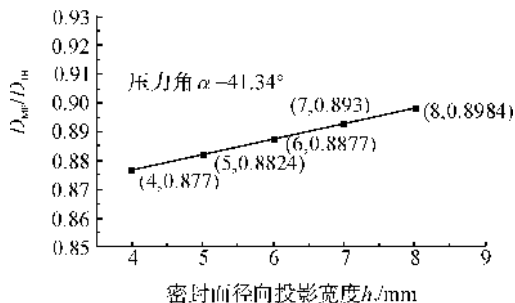
图7 不同密封面宽度密封比压

表4 不同设计宽度下比压值

h_2 /mm	外径最大值/MPa	内径最大值/MPa	最小值/MPa	必需比压/MPa
4	240	64	42	36
5	150	70	34	32
6	105	78	31	29
7	92	40	28	27
8	83	40	22	25

4.3 D_{MP}/D_{JH} 对密封比压影响规律

针对单向密封球阀,在球体关闭时,依靠进口阀座套筒外径 D_{JH} 与阀座密封面内径 D_{MN} 所形成的环面上的流体作用力压紧球体,从而实现球阀的密封。因此密封面平均直径 $D_{MP}((D_{MN}+D_{MW})/2)$ 与套筒外径 D_{JH} 之比在很大程度上决定了球阀密封的可靠性。当 D_{MP} 与 D_{JH} 的比值太小时,密封副将不能保证可靠密封。其次,如果套筒外径过大有可能压溃阀座密封面,使得球阀的开关扭矩增大,密封副磨损加剧。对此,本文分别针对不同压力角与密封面宽度下进行了 D_{MP} 与 D_{JH} 比值比较。压力角与 D_{MP}/D_{JH} 比值曲线如图8所示,从图中可以看出,当密封面宽度一定时,压力角 α 在41.34~42.57°范围内可实现有效密封,因此推断出当 D_{MP}/D_{JH} 在0.8824~0.9032之间时可以保证密封。密封宽度与 D_{MP}/D_{JH} 比值的关系曲线如图9所示,当保持压力角 $\alpha=$

图8 压力角与 D_{MP}/D_{JH} 比值关系图9 密封面宽度与 D_{MP}/D_{JH} 比值关系

41.34°不变时,由4.2分析可知对应有效的投影宽度 h_2 为5~7 mm,由图9可得 D_{MP}/D_{JH} 取值范围在0.8824~0.8930之间时可以保证密封。

定义 $K=D_{MP}/D_{JH}$,通过图7插值求得 K 与压力角 α 之间的关系式: $K=0.0168\alpha+0.186816$ ($h_2=5$ mm)。当压力角 $\alpha=41.34^\circ$ 时,从图9中的规律可以发现 K 与 h_2 之间的线性关系式: $K=0.00535h_2+0.8556$ 。

5 结 论

a) 基于有限单元法建立了硬密封球阀的主密封结构有限元模型以及密封性能评价模型,通过与近似理论计算结果的对比,验证了本文所建立的硬接触密封有限元模型的可靠性。分析了压力角、密封面宽度以及 D_{MP}/D_{JH} 与密封性能的关系,并明确给出了设计过程中 α 、 h_2 及 D_{MP}/D_{JH} 的取值范围。

b) 有限元分析得到固定球阀的密封比压分布规律:不同压力角下,整个密封环面内呈抛物线分布,两端值大,中间小,且较平稳;不同密封面宽度下,密封比压在整个密封环面内呈反比例函数分布,密封外径比压值大,内径小,中间较平稳。

参考文献:

- [1] Vernhes L, Lee D A, Poirier D, et al. HVOF coating case study for power plant process control ball valve application[J]. Journal of Thermal Spray Technology, 2013, 22(7): 1184-1192.
- [2] 林 晖. 现代煤化工对耐磨阀门的要求[J]. 流体机械, 2013, 41(7): 49-52.
- [3] Bagherifard S, Pariente F I, Guagliano M. Failure analysis of a large ball valve for pipe-lines[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 32(3): 167-177.
- [4] 潘仁度. 密封的三要素和第三种泄漏的产生及其在转动型摩擦—密封副的防止[J]. 润滑与密封, 1993 (6): 56-64.
- [5] 陆培文. 阀门设计入门与精通[M]. 北京: 机械工业出

版社, 2009: 289-291.

- [6] Mohd Tobi A L, Shiway P H, Leen S B. Finite element modeling of brittle of thick coating under normal and tangential loading[J]. Tribology International, 2013, 58: 29-39.
- [7] Vetter J, Michler T, Steuernagel H. Hard coatings on thermochemically pretreated soft steels: application potential for ball valves[J]. Surface and Coatings Technology, 1999, 111(2): 210-219.
- [8] 雷吉平, 鄂加强, 陈健美, 等. 新型双向硬密封旋球阀密封性能的有限元分析[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2012, 43(4): 1345-1350.
- [9] Bozhko G V. Force analysis for a ball seating valve with PTFE seal[J]. Chemical and Petroleum Engineering, 2000, 36(11-12): 740-748.
- [10] Song X G, Wang L, Park Y C. Analysis and optimization of nitrile butadiene rubber sealing mechanism of ball valve[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2009 (19): 220-224.
- [11] Jemaa M C B, Mnif R, Fehri K, et al. Design of a new tribometer for tribological and viscoelasticity studies of PTFE valve seats[J]. Tribology Letters, 2012, 45 (1): 177-184.
- [12] Mnif R, Ben Jemaa M C, Kacem N H, et al. Impact of viscoelasticity on the tribological behavior of PTFE composites for valve seals application[J]. Tribology Transactions, 2013, 56(5): 879-886.
- [13] 俞树荣, 高 扬, 张希恒. 基于有限元的浮动球阀密封比压分析[J]. 阀门, 2006 (2): 25-28.
- [14] Bouzakis K D, Klocke F, Tsouknidas A. Development of a ball valve with PVD-coated metal-to-metal sealing mechanism[J]. Journal of the Balkan Tribological Association, 2012, 18(3): 390-404.
- [15] 曲敬信. 表面工程手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 1998: 88-89.
- [16] Bathe K J, Bouzinov P A. On the constraint function method for contact problems [J]. Computers & Structures, 1997, 64(6): 1069-1085.

Characteristic Analysis of Primary Seal and Auxiliary Contact the Main Seal in Metal to Metal Sealed Ball Valve

OUGuo-fu, XIAODing-hao, YI Yu-wei, LIU Xu, JIN Hao-zhe

(Institute of Flow Induced Corrosion, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to study the variation law of sealing specific pressure of primary sealing face of metal sealed ball valve, this paper establishes primary seal finite element model and sealing performance

evaluation model of ball valve, and employs the hard contact and small sliding algorithm to conduct nonlinear finite element analysis of auxiliary contact of seal. Sealing specific pressure is figured out under different pressure angle, sealing width, and specific value between mean diameter of sealing face and external diameter of inlet valve seat sleeve, and the sealing performance is evaluated. Meanwhile, this paper discusses the value range of these three variables in the design process. The results show that, under different pressure angle and sealing width, the specific pressure distribution on the sealing face presents a trend of parabola and inverse proportional function respectively. The pressure angle should be chosen as large as possible, to reduce the friction torque under the condition of meeting the sealing condition. There exists an optimal value of the width of the sealing face. If the projection width at the radial direction is more than 7 mm, the sealing is not tight; when the value is less than 5mm, stress concentration will be caused.

Key words: metal sealing; sealing specific pressure; pressure angle; sealing width; finite element analysis

(责任编辑: 康 锋)

(上接第 634 页)

Synthesis and Properties of Low-Viscosity Blue-Light Cured Urethane Acrylate Oligomer

CAO Bo-tao, HUANG Yi, ZHANG Hai-dong, SHAO Jian-zhong

(Engineering Research Center for Eco-Dyeing and Finishing of Textiles,

Ministry of Education, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Low viscosity urethane acrylate oligomer with two functional groups was synthesized with two-step method by using isophorone diisocyanate (IPDI), propylene glycol 1000 (PPG-1000) and hydroxyethyl acrylate (HEA) as principal raw materials. Di-n-butylamine titration and infrared spectroscopy were used to track and monitor synthetic reaction process. The effects of reaction temperature, material molar ratio, catalyst dosage on the synthesis process of urethane acrylate oligomer were discussed. The results show the optimal conditions are listed as follows: in Stage 1, reaction temperature 80°C, no catalyst, and reaction time 7 h; in Stage 2, reaction temperature 50°C, catalyst dosage 0.05% of total weight, polymerization inhibitor dosage 0.1% of total weight and reaction time 2 h. Rotational rheometer and photo-differential scanning calorimetry (Photo-DSC) were used to assess rheological property and blue light polymerization property of synthetic product. The results show that urethane acrylate oligomer prepared under optimized synthesis conditions has low viscosity and blue light polymerization property and can satisfy the requirements of rheological and blue light induced polymeric performance for oligomer in photocurable digital printing ink.

Key words: urethane acrylate oligomer; low viscosity; blue light curing; textile digital printing

(责任编辑: 许惠儿)