

液力变矩器耦合及倒拖工况仿真优化方法研究

朱 伟

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 着眼于液力变矩器在耦合工况之后乃至倒拖工况的仿真计算分析方法研究,以改变在液力变矩器传统的仿真计算中耦合点之后的液力性能计算并不能被很好呈现的缺点,通过 CFD(computational fluid dynamics)及最小二乘拟合的方式加入了导轮在耦合工况内的影响,对液力变矩器企业开发过程有着现实意义。

关键词: 液力变矩器; 耦合; 液力性能; K 系数

中图分类号: U463.22+1.2

文献标志码: A

CFD Calculation Method Improvement for Torque Converter after Coupling Point

ZHU Wei

(College of Automotive Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: This study, which uses CFD (computational fluid dynamics) and linear extrapolate and adds stator speed effect at coupling condition, can solve the problem that in the current CFD calculation way, the hydraulic performance of torque converter above the coupling point can not be accurately simulated. The method can reach the good result and provides the good contribution to the design of the torque converter in the companies.

Key words: torque converter; coupling; hydraulic performance; K-factor

目前业内对于液力变矩器流场基于 CFD (computational fluid dynamics) 的分析研究已经很成熟了,但都着眼于从低速比到耦合前阶段的研究,以上工况下目前的方式、方法已经能够取得相当接近于实际的仿真计算结果了。但是目前对于耦合工况之后乃至倒拖工况的仿真计算分析方法仍然沿用耦合点之前工况的方式,并不能得到较为精确的结果,使得在开发过程中在该工况范围内的仿真结果

与实际样件试验结果出入较大,并不能起到仿真所需要的效果。

本文的研究目的旨在找到更为精确的液力变矩器耦合点之后的性能计算方式。在过去的计算中,由于不考虑导轮的影响因素,所以在耦合点之后的变矩比计算并不能被很好呈现。实际情况中,在液力变矩器耦合之后,导轮的单向离合器解锁使得导轮可以自由转动^[1]。本文运用迭代的方式确定导轮的转速,并计算对应状态的泵轮和涡轮的扭矩及性能,从而更好地拟合出液力变矩器在耦合点之后及倒拖工况下的性能状态。

目前液力变矩器流场性能分析普遍使用 Ansys/Fluent 模块进行 CFD 计算仿真^[2],本文研究在这一块并没有不同。但本文方法会基于 CFD 的数据输出,在耦合及倒拖工况进行二次数据拟合,得到计算结果。

本文通过企业实际的量产液力变矩器的仿真结果和台架试验的数据作对比加以验证。对于实际的液力变矩器开发,在样件阶段前的仿真环节可以做到更为精准的结果,对于开发的周期、成本优化都有着很好的现实意义。

1 耦合点后变矩器的液力性能研究基础

1.1 液力变矩器耦合点的定义

图 1 中描述,当液力变矩器功能为耦合时此处的速比点为耦合点。在理想的变矩器的液流环境中不考虑摩擦和冲击损失,达到耦合点时,导轮随着导轮叶片周围的液流流动而转动^[3],作用在导轮单向离合器上的扭矩为零,泵轮扭矩等于涡轮扭矩,变矩比为 1。耦合点的速比普遍在 0.8 至 0.9 之间。

1.2 本文方法与目前方法的区别与改进

运用目前普遍的方式来计算液力变矩器耦合点后的状态其结果并不准确,因为在 CFD 计算中设定

的导轮的状态是静止的. 在图 2 中可以看到运用过去计算方式得到的结果与实际试验数据之间的差异. 而实际开发中, 耦合点之后的状态计算对于效率及流体性能系统的仿真是很关键的^[4], 比如耦合点之后 K 系数的变化趋势. 而在倒拖工况下, 能否准确地估计 K 系数及变矩比对于车辆在类似于下坡行驶中的应用评价就尤为重要, 它能够直接反映有多少发动机制动扭矩能够被传递到变速箱进而传递到车轮上.

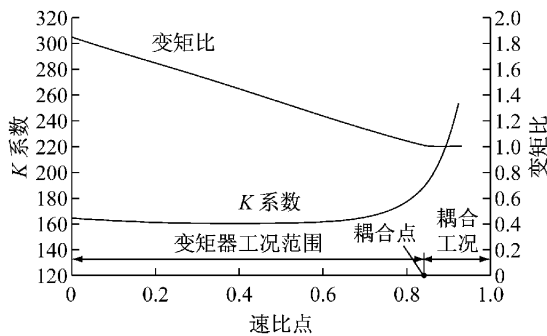


图 1 耦合点的性能曲线

Fig.1 Hydraulic Performance at Coupling point

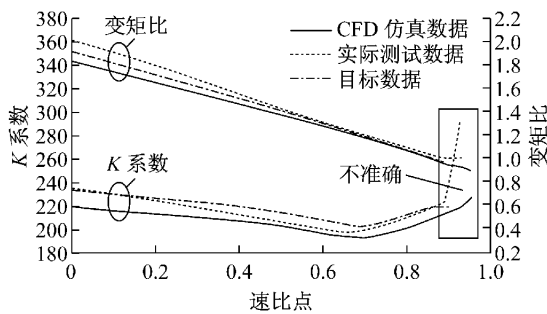


图 2 传统 CFD 计算与实际试验性能曲线对比

Fig.2 Comparison between traditional CFD simulation and Testing result

本文方法与之前液力变矩器流体性能仿真普遍采用的方法最主要区别在于: 在计算耦合点之后工况时加入了导轮转速的影响用于拟合. 本文方法研究基于以下 2 个假设条件:

(1) 单向离合器的阻力矩忽略不计. 即在耦合点处的导轮扭矩为零. 这将使每一型号的液力变矩器都有唯一确定的耦合点.

(2) 在超过耦合点之后, 假定导轮是单纯靠液流作用于叶片上的载荷而自由转动, 单向离合器的阻力矩仍然忽略不计. 即导轮叶片周围的流体只作用于导轮的转动, 而不贡献导轮扭矩.

综述以上假设, 在耦合点之后的导轮扭矩为零. 本方法关键点是找到导轮扭矩为零时的导轮转速. 根据流场内平衡的原则, 泵轮扭矩、涡轮扭矩和导轮

扭矩之和也必须为零^[5]. 即得到以下 2 个公式, 式中 T_{Turbine} 为涡轮扭矩, T_{Impeller} 为泵轮扭矩, T_{Stator} 为导轮扭.

$$T_{\text{Impeller}} + T_{\text{Turbine}} + T_{\text{Stator}} = 0 \quad (1)$$

$$T_{\text{Stator}} = 0 \quad (2)$$

2 耦合点后变矩器的仿真计算

2.1 耦合点后变矩器的仿真计算流程

耦合点后变矩器的仿真计算流程见图 3.

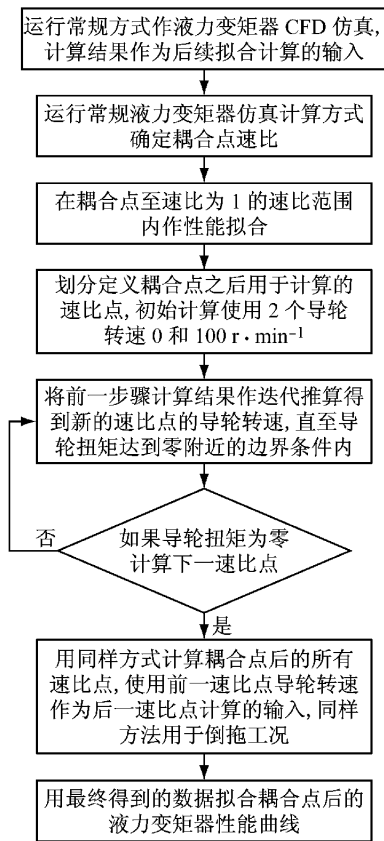


图 3 耦合点后仿真性能计算流程

Fig.3 Simulation Procedure at the condition after coupling point

2.2 耦合点后液力变矩器的性能计算方法

2.2.1 耦合点的确定

此处所采用的 ANSYS/Fluent 的 CFD 仿真计算都是采用基本的常规方式^[6], 所以不作过多阐述. 用于此研究例子的设定条件: 泵轮叶片数量 31 片, 涡轮叶片数量 29 片, 导轮叶片数量 30 片. 将 CFD 仿真得到数据作为初始输入, 包含液力变矩器的泵轮转速、速比、涡轮转速、泵轮扭矩、涡轮扭矩、导轮扭矩. 根据以下公式计算得到变矩比 T_R 、 K 系数和效率 E 3 个指标.

$$T_R = \frac{T_{Turbine}}{T_{Impeller}} \quad (3)$$

$$K = \frac{N_{Impeller}}{\sqrt{T_{Impeller}}} \quad (4)$$

$$E = T_R S_R \quad (5)$$

式中: $N_{Impeller}$ 为泵轮转速; S_R 为速比.

以耦合点 $T_R=1$ 作为分界, 由这些输入数据可以选择出耦合点之前时刻的速比 S_{R1} 及变矩比 T_{R1} ($T_{R1}>1$) 以及耦合点之后时刻的速比 S_{R2} 及变矩比 T_{R2} ($T_{R2}<1$). 见表 1 黑体部分. 以 S_R 及 T_R 作为横纵坐标, 线性插值求出耦合点 $T_R=1$ 处对应的速比 $S_{R_{CP}}$. 见图 4. 具体公式如下:

$$T_R = A \cdot S_R + B \quad (6)$$

代入 $T_{R1}, S_{R1}, T_{R2}, S_{R2}$ 得到

$$T_{R1} = A \cdot S_{R1} + B \quad (7)$$

$$T_{R2} = A \cdot S_{R2} + B \quad (8)$$

求解得到

$$A = \frac{T_{R2} - T_{R1}}{S_{R2} - S_{R1}} \quad (9)$$

$$B = T_{R2} - A \cdot S_{R2} \quad (10)$$

耦合点速比 $S_{R_{CP}}$ 在 $T_R=1$ 处的速比为

$$S_{R_{CP}} = \frac{1-B}{A} \quad (11)$$

表 1 CFD 仿真计算

Tab.1 CFD simulation sheet

泵轮转速/ (r · min ⁻¹)	速比	涡轮转速/ (r · min ⁻¹)	泵轮扭矩/ (N · m)	涡轮扭矩/ (N · m)	导轮扭矩/ (N · m)	变矩比	效率	K 系数
2 000	0	0	-163.12	270.09	-108.05	1.656	0	182.3
2 000	0.100	200	-165.30	262.27	-97.83	1.587	0.16	181.1
2 000	0.200	400	-166.36	254.14	-87.39	1.528	0.31	180.6
2 000	0.300	600	-169.80	247.21	-77.19	1.456	0.44	178.7
2 000	0.400	800	-168.85	232.76	-63.78	1.378	0.55	179.2
2 000	0.500	1 000	-160.72	209.00	-48.31	1.300	0.65	183.7
2 000	0.600	1 200	-145.33	176.32	-31.28	1.213	0.73	193.2
2 000	0.700	1 400	-134.16	150.04	-16.20	1.118	0.78	201.1
2 000	0.800	1 600	-116.42	119.53	-3.35	1.027	0.82	215.8
2 000	0.850	1 700	-108.26	105.58	2.29	0.975	0.83	223.8
2 000	0.875	1 750	-103.75	98.84	4.72	0.953	0.83	228.6
2 000	0.900	1 800	-97.06	90.19	6.79	0.929	0.84	236.4
2 000	0.925	1 850	-86.32	78.30	8.12	0.907	0.84	250.7
2 000	0.950	1 900	-71.69	62.71	8.79	0.875	0.83	275.0
2 000	0.970	1 940	-63.47	54.36	8.15	0.857	0.83	292.3

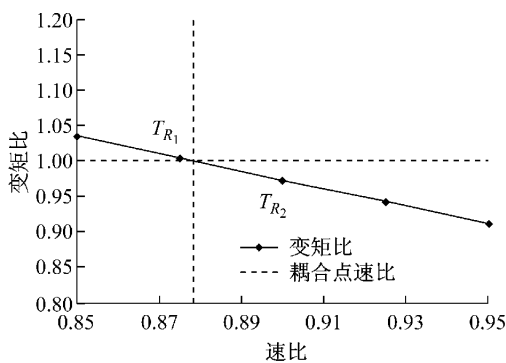


图 4 耦合点插值图

Fig.4 interpolation diagram at coupling point

进而可以计算得耦合点的泵轮扭矩及涡轮扭矩. 见表 2.

2.2.2 耦合点后性能的线性估计

假定从耦合点到速比为 1 的扭矩变化趋势线性减少到零. 即当速比为 1 时, 泵轮扭矩、涡轮扭矩以及导轮扭矩都为零. 见图 5, 虚线部分是修正过的扭矩.

表 2 耦合点的拟合计算

Tab.2 Correlation calculation at coupling point

指标	速比	泵轮扭矩/ (N · m)	涡轮扭矩/ (N · m)
$S_{R1}=0.80$	1.027	-116.4	119.5
$S_{R2}=0.85$	0.975	-108.3	105.6
线性插值 A	-1.028	163.2	-278.9
线性插值 B	1.849	-247.0	342.6
耦合点	0.826	-112.2	112.3

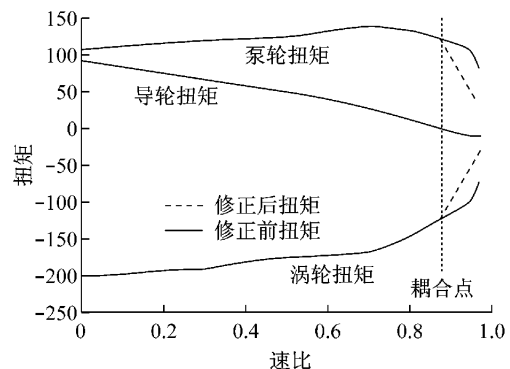


图 5 耦合点至 $S_R=1$ 的扭矩变化趋势

Fig.5 Torque between coupling point to speed ratio 1

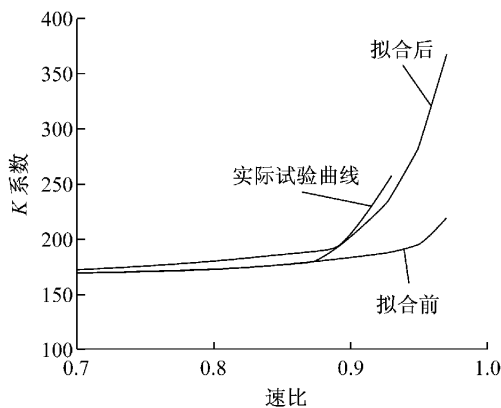
通过线性估计的扭矩值计算得到优化后的 K 系数,见表 3.通过实际的试验数据发现相比原来的方法现在 K 系数被较好地仿真计算了,见图 6.

以上的方法靠线性拟合已经获得了较好的仿真结果,为了获得更为准确的数据,加入导轮转速的影响用于拟合.

表 3 修正过的仿真计算性能

Tab.3 Simulation data after correlation

泵轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	速比	涡轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	泵轮扭矩/ ($N \cdot m$)	涡轮扭矩/ ($N \cdot m$)	导轮扭矩/ ($N \cdot m$)	变矩比	效率	K 系数
2 000	0.000	0	-163.12	270.09	-108.05	1.656	0	182.3
2 000	0.100	200	-165.30	262.27	-97.83	1.587	0.16	181.1
2 000	0.200	400	-166.36	254.14	-87.39	1.528	0.31	180.6
2 000	0.300	600	-169.80	247.21	-77.19	1.456	0.44	178.7
2 000	0.400	800	-168.85	232.76	-63.78	1.378	0.55	179.2
2 000	0.500	1 000	-160.72	209.00	-48.31	1.300	0.65	183.7
2 000	0.600	1 200	-145.33	176.32	-31.28	1.213	0.73	193.2
2 000	0.700	1 400	-134.16	150.04	-16.20	1.118	0.78	201.1
2 000	0.800	1 600	-116.42	119.53	-3.35	1.027	0.82	215.8
2 000	0.850	1 700	-96.70	96.70	0	1.000	0.85	236.8
2 000	0.875	1 750	-80.58	80.58	0	1.000	0.88	259.4
2 000	0.900	1 800	-64.47	64.47	0	1.000	0.90	290.0
2 000	0.925	1 850	-48.35	48.35	0	1.000	0.93	334.9
2 000	0.950	1 900	-32.23	32.23	0	1.000	0.95	410.2
2 000	0.970	1 940	-19.34	19.34	0	1.000	0.97	529.5

图 6 拟合优化后的 K 系数曲线Fig.6 K factor curve after correlation improvement

2.2.3 确定耦合之后的导轮转速

根据假设,耦合点之后导轮扭矩为零,所以耦合点处的导轮转速即为导轮扭矩为零时的导轮转速.

在此区间范围内导轮扭矩和转速假定形成一近似线性关系.此处使用 CFD 仿真过程会加入导轮转速,选用 2 个初始导轮转速值作为输入,用于迭代计算直至获得导轮扭矩为零时的转速.在驱动工况下选取导轮扭矩的目标范围区间(0 ± 0.20) $N \cdot m$,在倒拖工况选取为(0 ± 0.15) $N \cdot m$.此处以 $S_R = 0.85$ 的速比点作为例子,见表 4,通过选取初始值导轮转速为 0 和 $100 r \cdot \min^{-1}$ 做 CFD 仿真,得到的数据作为后续最小二乘法迭代计算的输入,得到导轮转速拟合值 $225 r \cdot \min^{-1}$,结合 CFD 仿真,直至导轮扭矩为 $0.10 N \cdot m$,处于(0 ± 0.2) $N \cdot m$ 区间内.此时得到的导轮转速 $288 r \cdot \min^{-1}$ 即为该速比(0.85)下拟合出的导轮转速.

同样方式拟合出耦合点之后所有速比点的导轮转速,见表 5.对比实际试验数据可以看到重新拟合后的性能曲线已近似于实际试验结果,见图 7.

表 4 速比为 0.85 时的导轮转速计算

Tab.4 Stator Speed calculation at Speed ratio 0.85

泵轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	涡轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	导轮转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	泵轮扭矩/ ($N \cdot m$)	涡轮扭矩/ ($N \cdot m$)	导轮扭矩/ ($N \cdot m$)	速比	K 系数	变矩比
2 000	1 700	0	-108.26	105.58	2.29	0.85	192.2	0.975
2 000	1 700	100	-102.67	100.95	1.27	0.85	197.4	0.983
2 000	1 700	225	-95.96	95.00	0.60	0.85	204.2	0.990
2 000	1 700	288	-92.82	92.46	0.10	0.85	207.6	0.996

注:导轮转速为 0 和 $100 r \cdot \min^{-1}$ 为选取的初始点转速, $288 r \cdot \min^{-1}$ 为迭代计算的转速.

表 5 耦合点后加入导轮转速重新拟合后的性能数据

Tab.5 Correlation Performance calculation adding Stator speed after coupling point

泵轮转速/ (r · min ⁻¹)	速比	涡轮转速/ (r · min ⁻¹)	导轮转速/ (r · min ⁻¹)	泵轮扭矩/ (N · m)	涡轮扭矩/ (N · m)	导轮扭矩/ (N · m)	K 系数	变矩比	效率
2 000	0.850	1 700	290	-92.82	92.46	0.10	207.6	0.996	0.85
2 000	0.875	1 750	670	-70.94	70.54	0.14	237.5	0.994	0.87
2 000	0.900	1 800	1 087	-50.71	50.18	0.17	280.9	0.990	0.89
2 000	0.925	1 850	1 503	-31.87	31.50	0.02	354.3	0.988	0.91
2 000	0.950	1 900	1 630	-12.62	12.09	-0.09	562.9	0.980	0.93
2 000	0.970	1 940	1 747	-7.46	6.54	-0.01	732.3	0.980	0.95

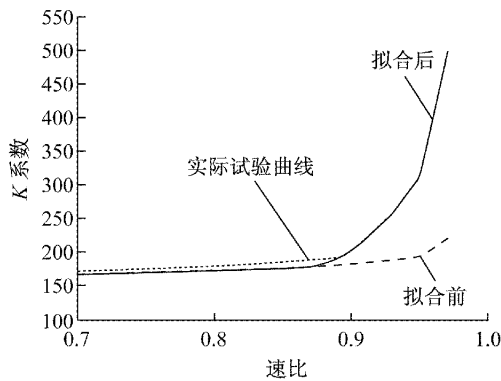


图 7 加入导轮转速影响拟合优化后的 K 系数曲线

Fig.7 K factor curve with Stator speed correlation

2.2.4 倒拖工况

倒拖工况中使用的 CFD 拟合计算方法和驱动工况相同,此处不作重复阐述. 需要注意的,在倒拖工况中,速比 $S_R > 1$,泵轮和涡轮的作用互换,涡轮起到了驱动轮的作用,泵轮成为了从动轮. 所以相应地有

$$T_R = \frac{T_{Impeller}}{T_{Turbine}} \quad (12)$$

$$K_{f_{Impeller}} = \frac{N_{Impeller}}{\sqrt{T_{Impeller}}} \quad (13)$$

$$K_{f_{Turbine}} = \frac{N_{Turbine}}{\sqrt{T_{Turbine}}} \quad (14)$$

式中: $K_{f_{Impeller}}$ 为泵轮 K 系数; $K_{f_{Turbine}}$ 为涡轮 K 系数.

3 结论

本文探讨的内容在于找到更为精确的液力变矩器耦合点之后的性能计算方式. 区别与以往的方式的地方在于通过加入在耦合点处导轮转速影响进行

仿真计算. 通过对比仿真结果与实际试验结果表明本文方法相比于目前的耦合点后的液流性能计算方法的准确度有了很大的提升.

参考文献:

[1] 朱经昌. 液力变矩器的设计与计算[M]. 北京:国防工业出版社, 1991.
ZHU Jingchang. Design and calculation of hydraulic torque converter[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1991.

[2] 吴光强,王立军. 基于 CFD 的液力变矩器等效参数性能预测模型[J]. 同济大学学报:自然科学版,2013,41(1):121.
WU Guangqiang, WANG Lijun. CFD analysis-based torque converter performance prediction model with equivalent parameters[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2013, 41(1): 121.

[3] 韩克非,吴光强,王欢. 基于 CFD 的泵轮叶栅关键参数对液力变矩器的性能影响预测[J]. 汽车工程,2010,32(6): 497.
HAN Kefei, WU Guangqiang, WANG Huan. Prediction of the effects of key parameters of pump impeller cascade on the performance of torque converter based on CFD[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(6): 497.

[4] 王刚. 基于 CFD 理论车辆液力变矩器性能研究[D]. 镇江:江苏大学,2011.
WANG Gang. Study on the vehicle hydraulic torque converter performance based on the CFD theory[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011.

[5] 罗虹,王腾腾,李兴泉,等. 液力变矩器性能参数的计算误差及其修正方法[J]. 西南交通大学学报,2012,47(3):471.
LUO Hong, WANG Tengting, LI Xingquan, et al. Calculation errors of performance parameters of hydraulic torque converter and their corrections [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2012, 47(3): 471.

[6] 才委,马文星,褚亚旭,等. 液力变矩器导轮流场数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2007,38(8):11.
CAI Wei, MA Wenxing, CHU Yaxu, et al. Numerical simulation and experimental research on flow field in the stator of a torque converter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 11.