

SSS 离合器故障仿真研究

王明为, 李淑英, 卫星云, 孙聿峰

(哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: SSS 离合器是许多动力装置的关键设备, 如果 SSS 离合器发生故障将导致发动机功率不能输出, 进而导致整个动力装置失效。本文通过对 SSS 离合器主要部件的受力分析得到了中间件的运动方程, 并应用 MATLAB/simulink 软件对中间件运动进行了无故障和最有可能发生的故障情况下的中间件位移曲线的仿真, 并归纳出了各种故障下的中间件位移曲线特征。通过中间件的无故障位移曲线与有故障影位移曲线比较分析, 可以掌握故障产生的原因。

关 键 词: SSS 离合器; 仿真; 故障

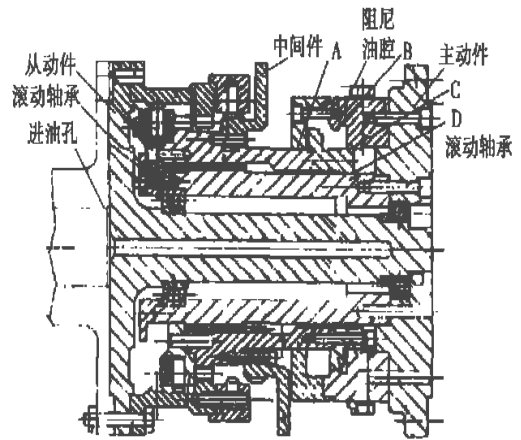
中图分类号: U664.16 文献标识码: A

1 引 言

SSS 离合器作为 CODOG 联合动力装置、多机并车发电装置等动力装置切换的关键部件, 能正常工作至关重要。如果 SSS 离合器发生故障将导致发动机功率不能输出, 进而导致整个动力装置失效, 因此对 SSS 离合器可能产生的故障做出预先诊断, 以及对故障产生原因的分析研究具有十分重要的意义。通过文献[1]可知: SSS 离合器的脱开与啮合是通过中间件运动实现的。SSS 离合器故障集中表现为离合器中间件的运动受阻, 致使正常啮合与脱开运动无法实现, 因此可以通过中间件运动位移曲线的特征来判断 SSS 离合器的故障。由于部分故障是破坏性的, 因而不适合采用实验方法进行研究, 但为了能准确地判断故障产生的原因, 采用仿真方法进行研究。本文以柴油机向燃气轮机切换啮合为例, 通过对 SSS 离合器的主要部件所受力矩方程的求解得到了中间件的位移特征方程, 并应用 MATLAB/simulink 软件对中间件位移进行了仿真, 通过与无故障下中间件位移曲线的对比, 分析了在最有可能发生的故障情况下的中间件位移曲线, 并归纳出了各种故障下的中间件位移曲线特征, 从而可以准确地分析出 SSS 离合器各种故障产生的原因及位置。

2 SSS 离合器的物理模型和数学模型

2.1 SSS 离合器的物理模型



A、B、C、D-中间件和主动件结合面

图 1 SSS 离合器的物理模型

离合器脱开时, 驱动齿脱开, 棘轮与棘爪处于活轮位置, 主动件正向加速转动, 当主动件转速与从动轮一致时, 轮与爪互相顶撞产生棘合作用, 使中间件相对于主动件作螺旋运动, 从动驱动齿进入啮合, 此时离合器自动地转入啮合状态。反之, 处于啮合状态的离合器, 当主动件相对于从动件减速时, 中间件作反向运动, 从而使离合器自动脱开。图 1 上半部表示 SSS 离合器的脱开状态, 下半部表示 SSS 离合器的啮合状态。在 SSS 离合器啮合过程即将结束时, 为防止中间件与主动件因角速度的差异而产生剧烈碰撞, 在啮合运动的后段, 特定结构的阻尼油腔起到缓冲的作用, 以免中间件和主动件剧烈碰撞而损坏离合器。

收稿日期: 2004-08-30; 修订日期: 2005-05-30

作者简介: 王明为(1968-)男, 湖南宁乡人, 哈尔滨工程大学博士研究生。

2.2 SSS 离合器的各部件运动方程

2.2.1 主动件运动方程

$$\frac{N_t}{n_1} - J_1 \epsilon_1 = M_1 \quad (1)$$

$$M_1 - M_s = J_1 \epsilon_1 \quad (2)$$

$$\omega_1 = n_1 \times \pi / 30 \quad (3)$$

$$\epsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} \quad (4)$$

式中: N_t —燃气轮机功率; n_1 —燃气轮机转速; J_1 —燃气轮机输出轴系转动惯量; M_1 —主动力矩; M_s —中间件施加给主动件的阻力矩和由其产生的摩擦力矩; J_1 —主动件转动惯量; ϵ_1 —主动件角加速度。

2.2.2 中间件运动方程

$$M_s - M_r = J_z \epsilon_2 \quad (5)$$

式中: J_z —中间件的转动惯量; M_r —从动件给中间件的阻力矩。

2.2.3 从动件运动方程

$$\frac{N_d}{n_2} - J_d \epsilon_2 - N_f = M_2 \quad (6)$$

$$M_r - M_2 = J_2 \epsilon_2 \quad (7)$$

$$\omega_2 = n_2 \times \pi / 30 \quad (8)$$

$$\epsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} \quad (9)$$

式中: N_d —柴油机功率; n_2 —柴油机转速; J_d —柴油机输出轴系转动惯量; N_f —负载; J_2 、 ϵ_2 —从动件的转动惯量和角加速度。

$$M_r = J (\epsilon_1 - \epsilon_2) + \text{tg}\beta \text{tg}(\beta - \theta) \cdot C_\beta \theta \times F_R - J_z \epsilon_1 \quad (10)$$

式中: J —考虑摩擦力的中间当量转动惯量; β —中间轴螺旋角; θ —摩擦角; C_β —系数; F_R —驻退阻尼力。

$$J = \frac{\text{tg}\beta}{\text{tg}(\beta - \theta)} \cdot C_\beta^2 \cdot m_z + J_z \quad (11)$$

式中: m_z —中间件的质量。

$$F_R = \frac{\rho}{2\mu^2} \cdot \frac{A_c^3}{A^2} \cdot V_z = K_{da} \cdot C_\beta^2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2 \quad (12)$$

式中: $K_{da} = \frac{\rho \cdot A_c^3}{2\mu^2 \cdot A^2}$ —驻退阻尼系数; A_c —阻尼油腔横截面积; A —阻尼油孔面积; ρ —滑油密度; μ —阻尼油孔流量系数。

由于从动件的角速度 ω_2 和角加速度 ϵ_2 分别等于中间件的绝对角速度和角加速度, 即:

$$\omega_2 = \omega_1 + \omega_z, \quad \epsilon_2 = \epsilon_1 + \epsilon_z \quad (13)$$

2.2.4 中间件位移数学模型

中间件相对主动件有相对运动, 根据文献[2~3] 可得中间件的相对速度式:

$$V_z = -C_\beta \omega_z \quad (14)$$

式中: ω_z —中间件的相对角速度。

中间件的行程:

$$L_r = \int_a^b V_z dt \quad (15)$$

式中: a 、 b —仿真开始及结束时间(位移始点和终点对应的时间)。

3 SSS 离合器仿真模型

3.1 主动件模型

根据式(1)~式(4)应用 MATLAB/simulink 软件建立如图 2 所示的主动件仿真模型。

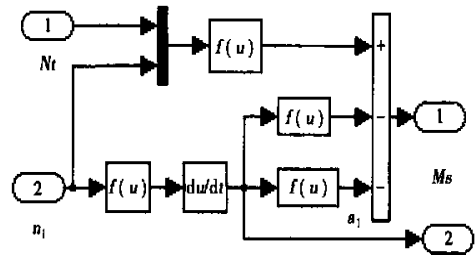


图 2 主动件模型

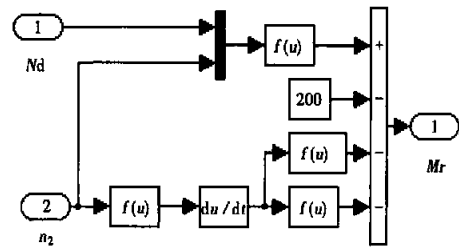


图 3 从动件模型

3.2 从动件仿真模型

根据式(6)~式(9)和相应负载应用 MATLAB/simulink 软件建立如图 3 所示的从动件仿真模型。

3.3 中间件位移模型

由于棘轮棘爪和驱动齿驱动中间件运动是平滑过渡的, 所以在建模时进行了一定简化, 利用主动件和从动件仿真模型结合式(5)、式(10)~式(13)应用

MATLAB/simulink 软件建立如图 4 所示的中间件位移仿真模型。由于驻退阻尼力是在一定距离 L ($L = 10 \text{ mm}$) 后才发生作用, 所以采用一个选择器, 当 $L < 10 \text{ mm}$ 时输出为零, 当 $L > 10 \text{ mm}$ 时输出驻退阻尼

力。中间件与主动件刚开始啮合时有一个短暂的停顿, 这个短暂的停顿通过延时器来表示。中间件总位移为无驻退阻尼力和有驻退阻尼力之和, 所以通过加法器来表示。

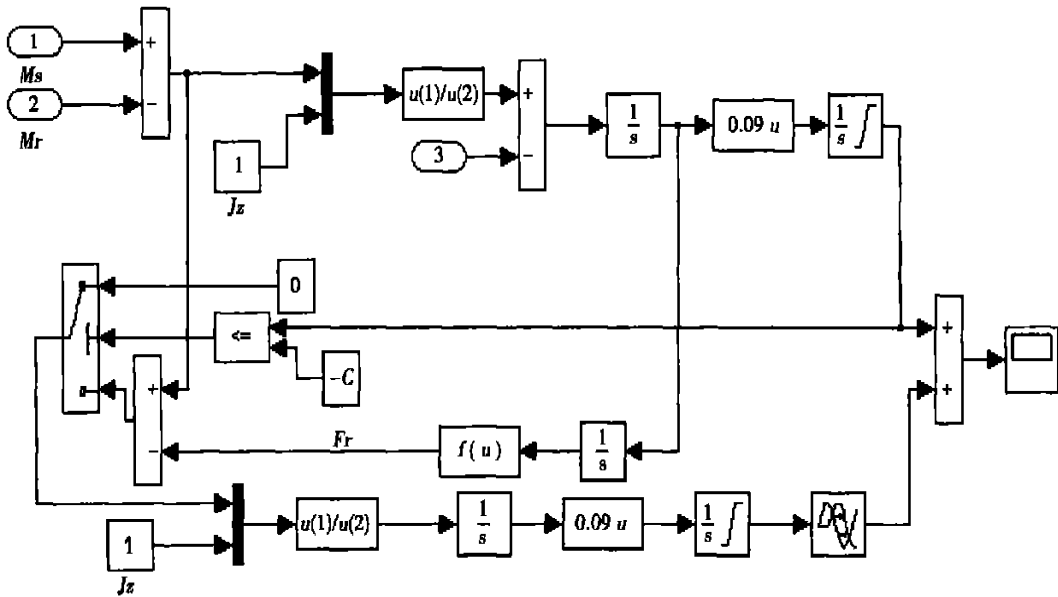


图 4 中间件位移仿真模型

4 仿真结果与分析

4.1 无故障中间件位移曲线

根据燃气轮机和柴油机切换时的特性曲线确定 N_1, n_1, N_d, n_2 , 即可进行仿真。

图 5 表示在无故障情况下(除中间件与主动间接触时齿面摩擦力之外其余摩擦力忽略不计)得到的中间件位移曲线。此图作为基准与在故障情况下的中间件位移曲线图作比较, 以便准确迅捷分析出故障的原因及位置。本文所有的位移曲线图的横坐标为时间, 纵坐标为位移。在啮合过程中驻退阻尼力起缓冲作用, 避免中间件与主动件由于相对转速的差异产生剧烈碰撞, 本文所研究的 SSS 离合器的驻退阻尼力 Fr 所受动压、静压的影响都可以忽略不计, 由 $Fr = K_{dh} C_{\beta}^2 \omega_z^2$ 可知驻退阻尼力仅和驻退阻尼系数 K_{dh} 和相对转速 ω_z 有关, 而驻退阻尼系数 K_{dh} 在阻尼油腔和所选滑油确定的情况下只取决于阻尼孔直径的大小, 本文选阻尼孔直径为 2 mm , 相对转速 ω_z 取决于具体试验数据。

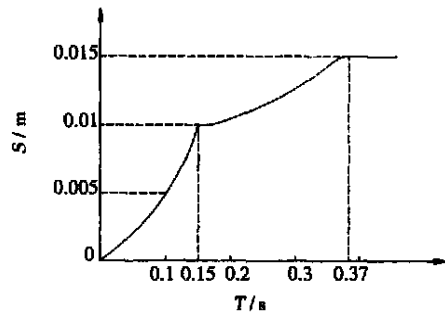


图 5 无故障中间件位移曲线

4.2 故障分析

图 6~图 11 中曲线 1 表示无故障下、曲线 2 和 3 曲线表示有故障下中间件位移曲线。

(1) 图 6 显示: 中间件在运动 1.5 mm 后停止啮合, 在无故障情况下由其工作原理可知 SSS 离合器在啮合时中间件位移前 2 mm 是通过棘轮、棘爪的棘合作用来实现的, 当中间件在位移 $0 \sim 2 \text{ mm}$ 范围内停止啮合时其故障原因是: 在主动件高速旋转的情况下把棘轮、棘爪损坏, 导致不能完成棘合作用,

从而使中间件停止运动。

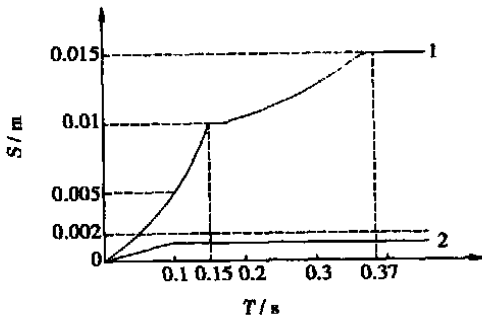


图 6 棘轮棘齿故障的位移曲线

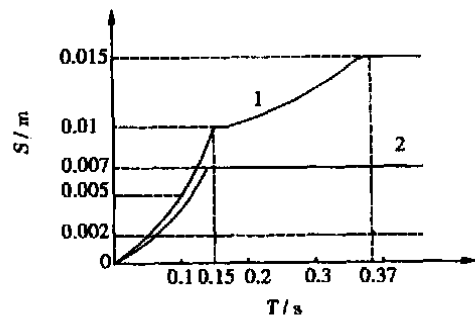


图 7 中间件从动件不能脱开故障位移曲线

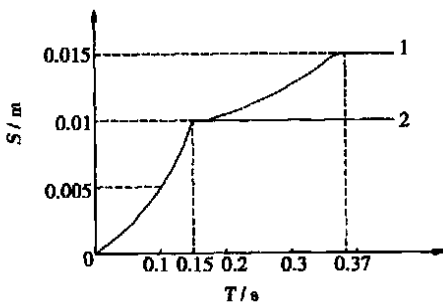


图 8 中间件主动件完全不能啮合故障位移曲线

(2) 图 7 显示: 中间件在运动 7 mm 后停止啮合, 无故障情况下中间件应该运动一定距离 L ($L=10$ mm) 后与主动件啮合, 很明显是受到了一个较大的力, 阻止了中间件的继续运动, 其故障原因是: 中间件与从动件接触齿面摩擦力矩骤然增大导致中间件与从动件不能脱开, 进而使中间件运动停止。导致中间件与从动件接触齿面摩擦力矩骤然增大的原因: 一是由于受到小的扰动导致离合器的轴心瞬

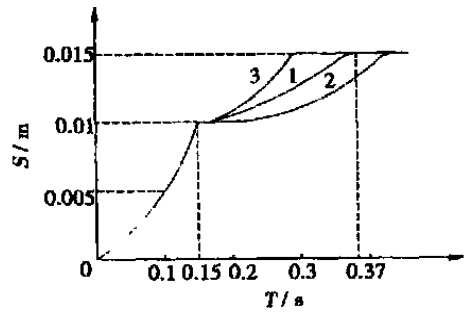


图 9 滑油故障位移曲线

偏离, 导致中间件与从动件接触齿面发生绞合; 二是在长时间工作下中间件或从动件或者二者都发生局部变形。

(3) 图 8 显示: 中间件在运动 10 mm 后停止啮合, 在无故障情况下由其工作原理可知中间件在该位置有一个短暂的停顿后驻退阻尼力发生作用继续啮合, 其故障原因是: 中间件或主动件或二者的轴心受到扰动导致二者发生碰撞使中间件停止运动。

(4) 图 9 显示: 对比位移曲线 1、位移曲线 2 和曲线 3 表示中间件提前和滞后完成啮合, 由其工作原理可知阻尼油腔内滑油不能过少也不能过多。位移曲线 2 显示阻尼油腔内滑油过少导致驻退阻尼力的效果不明显, 加快了啮合可能致使中间件和主动件发生碰撞; 位移曲线 3 显示阻尼油腔内滑油过多, 由于滑油的不可压性延迟了啮合时间可能致使切换失败。

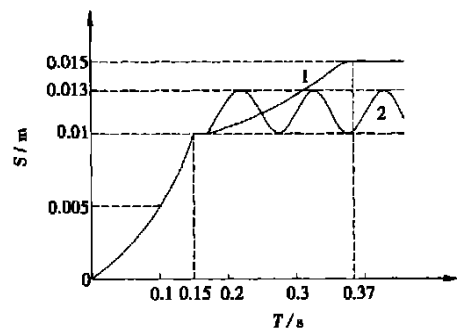


图 10 负载突然切换故障位移曲线

(5) 图 10 显示: 位移曲线 2 表示中间件与主动件频繁的啮合与脱开, 其故障原因是发动机在突然加载转速要降低, 突然减负转速要增加, 且这种变化是有阻尼波动式的变化, 所以啮合时这种情况导致

从动件转速大于主动件转速, 产生了负扭矩导致脱开, 同时又处正常状态发生啮合。

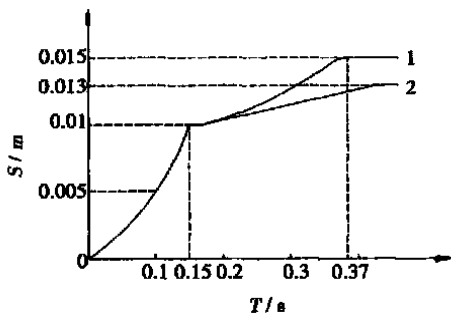


图 11 中间件主动件不能完全啮合故障位移曲线

(6) 图 11 显示: 中间件与主动件不能完全啮合, 中间件在运动 13 mm 就停止运行。导致这种故障的原因有两个: 一是中间件与主动件齿面摩擦力骤然增大, 原因与 4.1 中间件与从动件齿面摩擦力增大的原因一致; 二是中间件与主动件在图 1 所示的 A、B、C、D 接合面处的接触摩擦力很大, 而这种情况主要是由于接合面的润滑程度减弱引起的。

5 结 论

通过对 SSS 离合器中间件位移的测量可以得知, 离合器运行状态是否良好, 而且许多故障的突出表现是由于故障力的原因导致中间件运动受到影响, 影响可以通过中间件位移曲线的特征表现出来, 所以通过对比无故障情况下与故障情况下的中间件位移曲线, 可以准确地掌握故障产生的原因和位置。

本文利用 MATLAB/simulink 图形化流程图式编程语言建立了 SSS 离合器主动件、从动件、中间件位移仿真模块, 通过仿真分析可以得到以下结论:

(1) 在无故障情况下离合器各部件的接触摩擦力产生的摩擦力矩(除啮合时中间件施加给主动件的阻力矩产生的摩擦力矩)相比较于主动力矩、输出力矩和各阻力矩可以忽略不计, 无论是在仿真研究还是在实际研究中都可以不予考虑;

(2) 各种故障对中间件运动的影响都可以通过

中间件位移曲线的变化反映出来, 在实际的动力装置中如果加上 SSS 离合器中间件位移测量系统并将其运动过程记录在电子履历本上, 如果 SSS 离合器发生故障则可以对比其故障曲线, 就可以迅速知道其故障原因及位置, 进而迅速解决 SSS 离合器的故障。

参考文献:

- [1] 苏文斗. 自动同步离合器的啮合动力学问题[J]. 热能动力工程, 1989, 4(6): 40-46.
- [2] 张 彪. 柴-燃联合动力装置(CODOG)的仿真与研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 1997.
- [3] 田 颖, 牛中毅. 柴-燃联合动力装置(CODOG)主机切换 S.S.S 离合器动态特性实验研究[J]. 热能动力工程, 2002, 17(1): 37-40.

书 讯

齿轮及齿轮箱故障诊断实用技术

丁康, 李巍华, 等 编

16 开 380 千字 200 页 平装

估价: 23.00 元

2005 年 5 月出版

ISBN7-111-16347-8

本书系统论述了齿轮箱中的齿轮、滚动轴承和轴的常见失效形式, 讲解了齿轮箱故障诊断常用的振动噪声故障诊断方法、扭振故障诊断方法和润滑油分析技术, 以及使用这些方法和技术进行齿轮箱故障诊断的常用仪器和系统、判别标准建立方法和一些典型标准, 并分类介绍了齿轮箱故障诊断的工业应用实例。

读者对象: 齿轮箱及齿轮机械设备故障诊断工程技术人员和科研人员, 高校相关专业高年级本科生、研究生。

燃气轮机冷热电联产系统技术与经济性分析 = **Technology of Gas Turbine Tri-generation (Cooling Heating and Electric Power) System and Its Economic Analysis** [刊, 汉] / FENG Zhi-bing, JIN Hong-guang (Institute of Engineering Thermophysics under the Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100080) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(4). — 425 ~ 429

An analysis is given of the performance of current commercial gas turbines when used for the cogeneration of process heat and electric power and for the tri-generation of cooling and heating energy and electric power. Compared with conventional single generation systems the above-mentioned two systems both have a relatively great edge in terms of thermodynamic performance with energy saving rate in most cases surpassing 20%. Gas turbines with a relatively small output power involve an excessively high manufacturing cost and result in a relatively poor cost-effectiveness when used for the tri-generation of cooling and heating energy and electric power. With an increase in output power and continual improvement of cost-effectiveness the economic performance of a tri-generation system is subject to the influence of numerous factors, among others, those of operation time and electricity price being the most conspicuous. This is followed by the price of fuel with the price of heating and cooling energy having comparatively the least influence. The above-mentioned factors exercise a comparatively great influence when the output power of a gas turbine is relatively small. The influence decreases with an increase in output power. **Key words:** tri-generation system of heating and cooling energy and electric power, cogeneration system of process heat and electricity, gas turbine, economic analysis

蒸汽温度优化控制在火电厂的应用 = **The Application of a Steam Temperature Optimized Control System in Thermal Power Plants** [刊, 汉] / LIN Yan-ping (Computer Science and Engineering Department, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), ZHOU Bao-lin (Emerson Process Control Co. Ltd., Shanghai, China, Post Code: 201206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(4). — 430 ~ 432

As a result of more and more aggressive competition, power plants are taking steps to strength their ability by applying advanced control strategy and technology. Therefore, the study of advanced process control (APC) composed of model control technology and intelligent control strategy such as Fuzzy Logic, Neural Network got popularly attention. Here we introduce an application of advanced steam temperature control strategy on fuel power station. There are two kinds of control were designed based on Fuzzy Logic and Neural Network. After testing, it indicated that the efficiency of the power plant could be distinctly improved by the application of these advanced control technology. **Key words:** APC, Fuzzy Logic, Neural Network, Advanced Steam Control

SSS 离合器故障仿真研究 = **Simulation Study of the Failure of a Synchro-self-shifting (SSS) Clutch** [刊, 汉] / WANG Ming-wei, LI Shu-ying, WEI Xin-yun, et al (Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(4). — 433 ~ 437

The failure of a synchro-self-shifting clutch (SSS clutch), a key component in many power units, can lead to the loss of engine power, thereby the failure of the power plant as a whole. Through an analysis of the force-bearing condition of the main elements of a SSS clutch a kinematic equation of an intermediate element was obtained. By using software MATLAB/simulink a simulation of the displacement curves of the intermediate element was performed with respect to its movement under the condition of an absence of failure and the highest possibility of a failure occurring. Furthermore, the characteristics of displacement curves of the intermediate element under various kinds of failure were deduced and summarized. Through a comparative analysis of the intermediate element displacement curves characterized by a failure and those characterized by an absence of failure one can identify and reveal the causes leading to a potential failure. **Key words:** synchro-self-shifting clutch, simulation, failure