

# 电力系统强迫功率振荡过程中的功-能转换

黄涌<sup>1,2</sup>, 云雷<sup>3</sup>, 唐飞<sup>1</sup>, 刘涤尘<sup>1</sup>, 孙文涛<sup>1</sup>

(1. 武汉大学电气工程学院, 湖北武汉 430072; 2. 湖北省电力公司, 湖北武汉 430077;  
3. 广东电网公司电力科学研究院, 广东广州 510600)

**摘要:** 持续的周期性扰动会引发电力系统强迫功率振荡, 从产生机理到振荡特征强迫功率振荡均与经典弱阻尼自由振荡有较大的区别。从功-能转换的角度分析了强迫功率振荡过程中的能量特性。首先根据系统发生强迫功率振荡时的稳态响应建立强迫振荡过程中的功-能关系函数, 然后利用系统的能量变化关系分析系统发生等幅受迫振荡的原因并以实际系统为例分析振荡过程中的功-能变化过程, 比较了不同强迫振荡源频率时对应系统的能量变化情况, 最后在上述分析的基础上研究了系统在 3 种能量共振状态时的运行特性。

**关键词:** 强迫功率振荡; 功能转换; 能量共振; 动能; 势能; 电力系统

**中图分类号:** TM 71

**文献标识码:** A

**DOI:** 10.3969/j.issn.1006-6047.2013.08.007

## 0 引言

随着跨区大电网的高速发展, 实际系统中出现了一些由周期性扰动引起的强迫功率振荡现象<sup>[1-4]</sup>。其产生原因与振荡特征均不同于经典的负阻尼机理功率振荡<sup>[5-9]</sup>, 因此强迫功率振荡受到了越来越多的关注<sup>[10-14]</sup>。在振荡机理方面, 文献[10]基于经典单机系统提出了电力系统强迫功率振荡的基础理论, 文献[11]依据复模态分析方法分析了多机系统强迫功率振荡的稳态响应特性及主要影响因素, 文献[12]分析了周期性负荷扰动引发强迫功率振荡的机理; 在强迫振荡源方面, 文献[13]分析了汽轮机功率扰动引起强迫功率振荡的共振机理, 文献[14]利用系统中的能量转化特性识别强迫功率振荡扰动源位置。

电力系统是一个复杂的非线性系统, 其本身具有一定的能量结构<sup>[15-19]</sup>, 与弱阻尼自由振荡相比, 电力系统强迫功率振荡具有完全不同的能量转换形式和特点。本文从电力系统强迫功率振荡过程中的功-能转换关系出发研究电力系统在强迫力作用下的能量变化情况, 从功-能转换的角度分析系统强迫功率振荡机制及系统发生等幅振荡的原因。根据受迫振动机理<sup>[20]</sup>, 当振荡源扰动频率不同时, 系统的动能、势能及总平均能量均会呈现出不同的振荡幅度, 与之对应的某振荡频率值会出现最大动能、最大势能和最大总平均能量的运行状态<sup>[21-23]</sup>, 称之为动能共振、势能共振和能量共振状态, 最后在前文分析的基础上研究了 3 种能量共振状态下系统的运行特性。

## 1 强迫功率振荡稳态响应

采用经典模型的单机无穷大系统, 发电机采用二阶经典模型, 根据受迫振动原理<sup>[20]</sup>, 考虑发电机机械功率变化, 将转子角运动方程在稳定运行点线性化之后可以得到:

$$M\Delta\ddot{\delta} + D_C\Delta\dot{\delta} + K\Delta\delta = \Delta P_m \quad (1)$$

## PMSM sensorless control based on second-order sliding mode observer

ZHANG Xiaoguang, SUN Li, CHEN Xiaolong, AN Quntao

(School of Electrical Engineering and Automation, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract:** A kind of second-order sliding mode observer is proposed to estimate the rotor position and speed of PMSM (Permanent Magnet Synchronous Motor), which combines the linear sliding mode with the hybrid non-singular terminal sliding mode to avoid the phase lag caused by the low-pass filter in conventional sliding mode observer and to improve the precision of rotor position and speed estimation. The sliding mode control law is designed to restrain the inherent chattering and to guarantee the stability of observer. The tracking algorithm with phase-lock function is employed to demodulate rotor position and speed from the observed back electromotive force. Simulative and experimental results demonstrate the validity of the proposed observer.

**Key words:** second-order sliding mode observer; sliding mode control; phase locked loops; PMSM; control

收稿日期: 2012-10-08; 修回日期: 2013-07-01  
基金项目: 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2011-AA05A119); 国家自然科学基金资助项目(51077103); 国家电网公司重大专项课题(SGCC-MPLG029-2012)  
Project supported by the National High Technology Research and Development Program of China (863 Program) (2011AA-05A119), the National Natural Science Foundation of China (51077103) and Significant Special Issue of the State Grid (SGCC-MPLG029-2012)

其中,  $M$  为发电机惯性时间常数;  $D_C$  为系统阻尼系数;  $K$  为发电机同步转矩系数;  $\Delta\delta$  为转子角偏移量;  $\Delta P_m$  为机械功率变化量。

式(1)是一个二阶常系数非齐次微分方程,其解包括通解和特解 2 个部分<sup>[10]</sup>;通解即为所对应齐次微分方程的解,它只与系统本身参数有关,在一定时间内由于系统的阻尼作用逐渐衰减;而特解与发电机机械功率变化量  $\Delta P_m$  直接相关。本文将研究通解衰减以后系统特解的稳态响应特性。

假设机械功率为强迫振荡源,其变化量为  $\Delta P_m = F_0 \cos \omega_n t$ ,则式(1)可以写成:

$$\Delta\ddot{\delta} + 2\beta\Delta\dot{\delta} + \omega_0^2\Delta\delta = f_0 \cos \omega_n t \quad (2)$$

其中,  $\beta = D_C / (2M)$  为系统阻尼因子;  $\omega_0 = \sqrt{K/M}$  为无阻尼自然振荡角频率;  $f_0 = F_0 / M$ ,  $F_0$  为振荡源波动幅值。

则系统的稳态响应及特解为:

$$\Delta\delta = A \cos(\omega_n t + \varphi) \quad (3)$$

其中,振幅  $A = f_0 / \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_n^2)^2 + 4\beta^2 \omega_n^2}$ ;  $\varphi$  为系统转子角特解与强迫振荡源  $\Delta P_m$  的相位差,满足  $\varphi = \arctan[(\omega_0^2 - \omega_n^2) / (2\beta \omega_n)] - \pi / 2$ 。

相位  $\varphi$  随强迫振荡源频率  $\omega_n$  的变化关系见图 1。

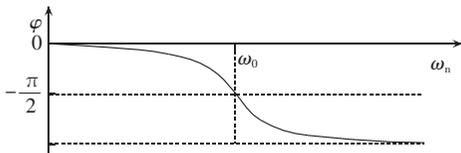


图 1 相位  $\varphi$  随强迫源频率  $\omega_n$  的变化关系

Fig.1 Curve of  $\varphi$  vs.  $\omega_n$

发电机转子角速度变化量见式(4)。

$$\Delta\omega = d\Delta\delta / dt = \omega_n A \cos(\omega_n t + \varphi + \pi / 2) \quad (4)$$

## 2 系统的功-能关系

系统由于强迫力  $\Delta P_m$  的作用使转子角产生等幅振荡,则强迫力瞬时功率为:

$$P_F = \Delta P_m \Delta\omega = F_0 \omega_n A \cos \omega_n t \cos(\omega_n t + \varphi + \pi / 2) \quad (5)$$

功率振荡过程中,系统既受到强迫振荡源周期性外力的作用,还时刻受到发电机阻尼作用的影响而消耗系统能量,系统阻尼所消耗的瞬时功率为:

$$P_D = -D_C \Delta\omega \cdot \Delta\omega = -D_C \omega_n^2 A^2 \cos^2(\omega_n t + \varphi + \pi / 2) \quad (6)$$

假设系统运行初态对应的时刻为  $t_0$ ,系统末态对应的时刻为  $t$ ,则从初态到末态系统强迫力所做功  $W_F$  和阻力做功  $W_D$  分别为:

$$W_F = \int_{t_0}^t P_F dt = F_0 \omega_n A \left[ \frac{1}{4\omega_n} \cos(2\omega_n t + \varphi) - \frac{1}{2} t \sin \varphi \right] \Big|_{t_0}^t \quad (7)$$

$$W_D = \int_{t_0}^t P_D dt = -D_C \omega_n^2 A^2 \left[ \frac{t}{2} - \frac{1}{4\omega_n} \sin(2\omega_n t + 2\varphi) \right] \Big|_{t_0}^t \quad (8)$$

强迫力作用使系统转子角等幅振荡,从能量的角度来讲即是强迫力做功使系统的能量发生变化,因此可以将转子角的稳态响应特性描述为能量的变化量。

定义系统的动能为:

$$E_K = \frac{1}{2} M \Delta\omega^2 = \frac{1}{4} M \omega_n^2 A^2 [1 + \cos(2\omega_n t + 2\varphi + \pi)] \quad (9)$$

由式(9)可得动能与转子角的角速度直接相关。

系统的势能为:

$$E_P = \frac{1}{2} K \Delta\delta^2 = \frac{1}{4} M \omega_0^2 A^2 [1 + \cos(2\omega_n t + 2\varphi)] \quad (10)$$

由式(10)可得势能与转子角偏移平衡位置直接相关。

系统在振荡过程中的瞬时总能量为:

$$E_A = E_K + E_P \quad (11)$$

系统动能和势能的维持是因为强迫振荡源作为强迫力向系统做功,同时因为系统本身的阻尼作用又从系统中消耗能量,两者之差即为系统总能量。从式(9)和式(10)可以看出系统动能和势能均随时间变化,系统总能量也以频率  $2\omega_n$  作周期性波动,说明强迫振荡过程中系统瞬时总能量不守恒,但是转子角却是在作频率不变的等幅振荡。

所以考虑能量在一个周期内的平均值,平均动能  $\bar{E}_K$  和平均势能  $\bar{E}_P$  分别如式(12)、(13)所示:

$$\bar{E}_K = \frac{1}{T} \int_0^T E_K dt = \frac{1}{4} M \omega_n^2 A^2 \quad (12)$$

$$\bar{E}_P = \frac{1}{T} \int_0^T E_P dt = \frac{1}{4} M \omega_0^2 A^2 \quad (13)$$

由式(12)和式(13)可以看出,强迫功率振荡过程中系统的动能、势能在每个周期内的平均值保持恒定,即周期时间内系统的总能量保持恒定,没有与外界的交换,但是动能平均值不等于势能平均值,其大小与强迫振荡源的频率有关。

## 3 强迫振荡过程中的功-能转换

以采用经典模型的单机无穷大系统为例分析不同情况下的系统功能转换。取参数  $M = 12$ ,  $D_C = 1$ ,  $K = 3$  (各参数均按标么值计算),经计算系统无阻尼自然振荡角频率  $\omega_n = 0.5$  rad/s。

假设转子角从平衡位置到最大振幅处再回到平衡位置所对应的时间分别为  $t_1$ 、 $t_2$  和  $t_3$ 。因为平衡位置时  $\Delta\delta = A \cos(\omega_n t + \varphi) = 0$ ,可得  $\omega_n t + \varphi = \pm \pi / 2$ ,又因为此时  $\Delta\omega = \omega_n A \cos(\omega_n t + \varphi + \pi / 2) > 0$ ,所以取  $\omega_n t + \varphi = -\pi / 2$ ,可得  $t_1 = (-\pi / 2 - \varphi) / \omega_n$ ;转子角到最大位移处时,考虑到  $t_2$  是在同一周期内到达最大幅

值,对应  $\omega_n t + \varphi = 0$ ,可得  $t_2 = -\varphi / \omega_n$ ;再回到平衡位置时,  $\omega_n t + \varphi = \pi / 2$ ,有  $\Delta\omega = \omega_n A \cos(\omega_n t + \varphi + \pi / 2) < 0$ ,可得  $t_3 = (\pi / 2 - \varphi) / \omega_n$ 。因为  $-\pi < \varphi < 0$ ,所以需要将在上述 3 个位置的时刻分别往后增加一个周期,最后可得  $t_1, t_2$  和  $t_3$  如式(14)~(16)所示。

初始平衡位置时刻:

$$t_1 = \frac{-\frac{\pi}{2} - \varphi}{\omega_n} + \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{3\pi - \varphi}{\omega_n} \quad (14)$$

最大振幅时刻:

$$t_2 = -\frac{\varphi}{\omega_n} + \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{2\pi - \varphi}{\omega_n} \quad (15)$$

再次达到平衡位置时刻:

$$t_3 = \frac{\frac{\pi}{2} - \varphi}{\omega_n} + \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{5\pi - \varphi}{\omega_n} \quad (16)$$

当转子角由平衡位置到最大振幅处时,将时刻  $t_1, t_2$  代入式(7)和式(8),可得:

$$W_F = \frac{F_0 A}{2} \left( \cos \varphi - \frac{\pi}{2} \sin \varphi \right) \quad (17)$$

$$W_D = -\frac{1}{4} D_C \omega_n A^2 \pi \quad (18)$$

系统外力所做总功为:

$$W_1 = W_F + W_D =$$

$$\frac{F_0 A}{2} \left( \cos \varphi - \frac{\pi}{2} \sin \varphi \right) - \frac{1}{4} D_C \omega_n A^2 \pi \quad (19)$$

当转子角由最大幅值返回到平衡位置时,将时刻  $t_2, t_3$  代入式(7)和式(8),可得:

$$W_F = -\frac{F_0 A}{2} \left( \cos \varphi + \frac{\pi}{2} \sin \varphi \right) \quad (20)$$

$$W_D = -\frac{1}{4} D_C \omega_n A^2 \pi \quad (21)$$

系统外力所做总功为:

$$W_2 = W_F + W_D =$$

$$-\frac{F_0 A}{2} \left( \cos \varphi + \frac{\pi}{2} \sin \varphi \right) - \frac{1}{4} D_C \omega_n A^2 \pi \quad (22)$$

分别讨论强迫振荡源频率  $\omega_n$  不同时的系统功能转换。

### 3.1 $\omega_n < \omega_0$ 的情况

根据图 1,当  $\omega_n < \omega_0$  时,相角  $\varphi$  位于第四象限,  $\varphi$  随着  $\omega_n$  的增大而减小。当  $\omega_n$  由  $0 \rightarrow \omega_0$  时,相角  $\varphi$  由  $0 \rightarrow -\pi / 2$ 。假设  $\omega_n = 0.4 \text{ rad/s}$ ,扰动幅值  $F_0 = 1.0$ ,则强迫振荡源形式为  $\Delta P_m = 1.0 \cos(0.4t)$ 。通过式(14)、(15)和(16)可计算出  $t_1 = 12.67 \text{ s}, t_2 = 16.59 \text{ s}, t_3 = 20.52 \text{ s}$ 。将  $t_1, t_2$  代入式(19),可得  $W_1 = 0.4071 \text{ p.u.}$ ,说明当转子角变化量由平衡位置到最大振幅时外力对系统做正功,转子角在此过程中吸收能量。又因为在  $t_1$  时刻系统只有动能,而在  $t_2$  时刻只有势能,所以系统在最大振幅处的势能大于在平衡位置的动能,即  $E_{pm} >$

$E_{km}$ (下标 m 表示最大值,后同);将  $t_2, t_3$  代入式(22),可得  $W_2 = -0.4071 \text{ p.u.}$ ,说明当转子角变化量从最大振幅回到平衡位置时,外力对系统做负功,系统向外界输出能量,故系统在  $t_2$  时刻的势能大于  $t_3$  时刻的动能,即  $E_{pm} > E_{km}$ ,可见转子角在前半个周期的波动过程中平均势能大于平均动能。转子角在后半个周期的能量转换与上述过程一致。系统转子角能量随时间变化曲线见图 2,强迫力和阻力瞬时功率如图 3 所示。图 2、3 中纵轴所表示的量均为标么值,后同。

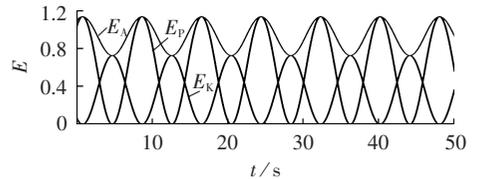


图 2 系统能量曲线

Fig.2 Curves of system energy

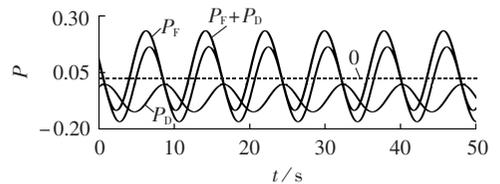


图 3 强迫力和阻尼功率曲线

Fig.3 Curves of compelling force and damping power

由图 2 可见,系统势能幅值大于动能幅值,经计算可得,势能平均值  $\bar{E}_p = 0.5654 \text{ p.u.}$ ,动能平均值  $\bar{E}_k = 0.3619 \text{ p.u.}$ ,即  $\bar{E}_p > \bar{E}_k$ ,与分析结果一致。

### 3.2 $\omega_n > \omega_0$ 的情况

同样根据图 1,当  $\omega_n > \omega_0$  时,相角  $\varphi$  位于第三象限,且  $\varphi$  随着  $\omega_n$  的增大而减小。当  $\omega_n$  由  $\omega_0 \rightarrow \infty$  时,相角  $\varphi$  由  $-\pi / 2 \rightarrow -\pi$ 。设  $\omega_n = 0.6 \text{ rad/s}$ ,扰动幅值  $F_0 = 1.0$ ,强迫振荡源形式为  $\Delta P_m = 1.0 \cos(0.6t)$ 。通过式(14)、(15)和(16)可计算出  $t_1 = 12.37 \text{ s}, t_2 = 14.99 \text{ s}, t_3 = 17.61 \text{ s}$ 。将  $t_1, t_2$  代入式(19),可得  $W_1 = -0.3139 \text{ p.u.}$ ,说明当转子角变化量由平衡位置到最大振幅时外力对系统做负功,转子角在此过程中输出能量。在  $t_1$  时刻的动能大于  $t_2$  时刻的势能,即  $E_{km} > E_{pm}$ ;将  $t_2, t_3$  代入式(22),可得  $W_2 = 0.3139 \text{ p.u.}$ ,说明当转子角变化量从最大振幅回到平衡位置时,外力对系统做正功,系统吸收能量,所以系统在  $t_2$  时刻的势能小于  $t_3$  时刻的动能,即  $E_{pm} < E_{km}$ ,转子角在前半个周期的波动过程中平均动能大于平均势能。转子角在后半个周期的能量转换与上述过程一致。系统转子角能量随时间变化曲线如图 4 所示,强迫力和阻力瞬时功率如图 5 所示。

由图 4 可见,系统动能幅值大于势能幅值,经计算可得,势能平均值  $\bar{E}_p = 0.3567 \text{ p.u.}$ ,动能平均值  $\bar{E}_k = 0.5137 \text{ p.u.}$ ,即  $\bar{E}_p < \bar{E}_k$ ,与分析结果一致。

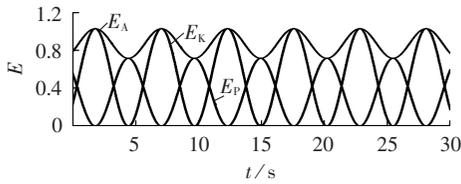


图 4 系统能量曲线

Fig.4 Curves of system energy

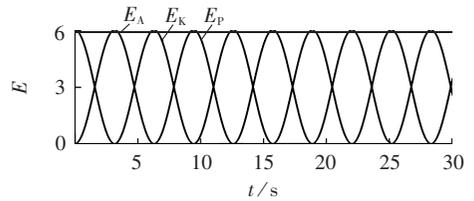


图 7 系统能量曲线

Fig.7 Curves of system energy

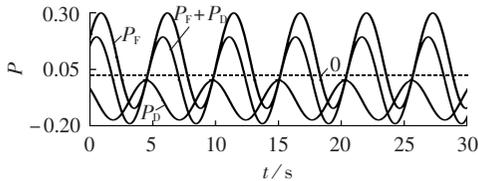


图 5 强迫力和阻尼功率曲线

Fig.5 Curves of compelling force and damping power

由 3.1 节、3.2 节,从  $t_1$  到  $t_3$  时刻,系统外力所做总功为  $W_1 + W_2 = 0$ ,同理,在转子角变化量的后半周期外力做功同样为 0,即周期内转子角的总能量总是保持不变,强迫力对系统所做的功正好等于系统阻力所消耗的能量,系统正是在这种能量的吸收和耗散过程中保持等幅振荡。所不同的是系统动能和势能对能量的吸收程度的不同,表现为其平均值的大小关系,而这依赖于强迫振荡源的频率。

### 3.3 $\omega_n = \omega_0$ 的情况

当强迫振荡源频率  $\omega_n = \omega_0$  时,由图 1 可知相角  $\varphi = -\pi/2$ ,将相角  $\varphi$  代入到式(5)和式(6)可得:

$$P_F = F_0 \omega_n A \cos^2 \omega_n t \quad (23)$$

$$P_D = -D_G \omega_n^2 A^2 \cos^2 \omega_n t \quad (24)$$

根据第 1 节中系统的稳态响应特性,将式(23)和式(24)化简可得:

$$P_F + P_D = 0 \quad (25)$$

式(25)表明,在系统强迫振荡的任何时刻,外力对系统做功始终为 0(如图 6 所示),这是强迫振荡的特殊情况,即经过任意时间段,系统的总能量时刻保持恒定,与外界没有能量交换,能量只在动能和势能之间转换(如图 7 所示),两者之和恒为定值。此时系统可以称为达到能量吸收和消耗的最佳状态。

同样根据式(14)、(15)和(16)可计算出  $t_1 = 12.56$  s、 $t_2 = 15.70$  s、 $t_3 = 18.84$  s。计算  $t_1$  到  $t_2$  时刻的外力做功  $W_1 = 0$ ,  $t_2$  到  $t_3$  时刻的外力做功  $W_2 = 0$ ,系统总

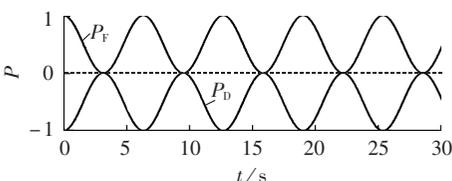


图 6 强迫力和阻尼功率曲线

Fig.6 Curves of compelling force and damping energy

能量  $\bar{E}_A = 6.0$  p.u. 保持恒定。同时可以求出势能平均值  $\bar{E}_P = 3.0$  p.u., 动能平均值  $\bar{E}_K = 3.0$  p.u., 即  $\bar{E}_P = \bar{E}_K$ 。

## 4 能量共振

如前文所述,当振荡源频率  $\omega_n = \omega_0 = 0.50$  rad/s 时,系统的能量时刻保持恒定,根据式(4)中转子角振幅求极值可知,此时系统的速度振幅达到极大值,称之为动能共振状态。式(5)和(6)还说明:强迫力做功即系统吸收的功率与转子角速度成正比,而阻尼消耗功率却与角速度平方成正比,阻尼消耗功率增长速度大于系统吸收功率的增长速度,说明角速度振幅对维持系统等幅振荡起了关键性作用,所以在  $\omega_n = \omega_0$  时,系统从强迫振荡源吸收功率达到最佳状态,这就要求角速度有相应的最大值,才能使阻尼消耗功率与强迫力做功相抵消。

动能共振状态下系统的总能量似乎达到一个比较大的运行状态。但是根据式(11)可以看出系统总能量直接依赖于转子角速度和振动位移,而对应能量的稳态响应和强迫力直接相关。总能量平均值必定对应振荡源某一频率处达到最大值,称此时系统处于能量共振状态。

系统总能量平均值为:

$$\bar{E}_A = \bar{E}_K + \bar{E}_P \quad (26)$$

根据式(26),应用求极值的微分判据,对总平均能量求导,可以求出系统发生能量共振的条件为:

$$\omega_n = \omega_0 \sqrt{2\sqrt{1 - \frac{\beta^2}{\omega_0^2}} - 1} \quad (27)$$

式(27)可进一步简化为:

$$\omega_n \approx \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} \quad (28)$$

式(26)~(28)表明系统发生能量共振时的振荡源频率  $\omega_n < \omega_0$ , 这属于第 3.1 节中的情况,说明当  $\omega_n = \omega_0$  并不是系统平均能量最大的条件。

在此条件下,系统平均能量的最大值为:

$$E_{Amax} = \frac{1}{2} M \frac{f_0^2}{8 \omega_i (\omega_0 - \omega_i)} \quad (29)$$

其中,  $\omega_i = \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}$ 。

按照第 3 节算例中的系统参数,当  $\omega_n \approx \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} = 0.4983$  rad/s 时,系统总平均能量为  $\bar{E}_A = 6.0105$  p.u., 大于当  $\omega_n = \omega_0$  时的系统总平均能量,该状态下系统

的平均能量达到极值,表明此状态下系统达到总能量共振状态。

以上2种能量共振分别对应着系统的最大动能和最大总能量,但是对于电力系统而言,发电机转子角的振荡幅度无疑才是对电网安全稳定影响最为显著的因素,因此对式(3)转子角位移的振荡幅度求极值,可得当 $\omega_n = \sqrt{\omega_0^2 - 2\beta^2} = 0.4965 \text{ rad/s}$ 时,系统转子角位移达到最大值,此时系统处于势能共振状态。

如前文所述,系统在发生强迫功率振荡时,由于能量在每周期的平均值相等,系统在每个周期内与外界交换的能量平均值为0,强迫力做功仅用于补偿阻尼消耗能量。由于系统的能量直接依赖于转子角位移和角速度,而角速度又直接与功率损耗和吸收有关,所以系统能量与强迫力之间有着必然的联系。但是,系统能量吸收和消耗的最佳状态并不是系统总能量达最大的状态,既然系统总能量直接依赖于转子角位移和角速度,所以可以判断系统的总平均能量最大值发生在系统动能共振和势能共振状态之间,这与本节中各能量共振状态对应的振荡源频率计算结果是一致的。

## 5 结论

本文研究了电力系统强迫功率振荡过程中的能量共振,用功-能转换来描述系统强迫振荡运行状态。

**a.** 强迫振荡过程中转子角的势能和动能均随时间作周期性波动,但两者在每个周期内的平均值均保持恒定,系统总能量平均值在一个周期内亦保持不变。

**b.** 转子角变化量从平衡位置到最大位移处再回到平衡位置时,外力对系统做功为零,说明强迫力对系统做的功用于补偿系统阻尼消耗功率,同时也解释了系统总能量平均值保持恒定的原因。

**c.** 分析了系统对应不同振荡源频率时的动能共振、势能共振和总能量共振状态,验证了系统能量与转子角位移和角速度之间的关系,最后分析了系统发生总平均能量共振的条件。

## 参考文献:

[1] 徐衍会,贺仁睦,韩志勇. 电力系统共振机理低频振荡扰动源分析[J]. 中国电机工程学报,2007,27(17):83-87.  
XU Yanhui, HE Renmu, HAN Zhiyong. The cause analysis of turbine power disturbance inducing power system low frequency oscillation of resonance mechanism[J]. Proceedings of the CSEE, 2007,27(17):83-87.

[2] 竺炜,周有庆,谭喜意,等. 电网侧引起共振型低频振荡的机制分析[J]. 中国电机工程学报,2009,29(25):37-42.  
ZHU Wei, ZHOU Youqing, TAN Xiyi, et al. Mechanism analysis of resonance-type low-frequency oscillation caused by networks side disturbance[J]. Proceedings of the CSEE, 2009,29(25):37-42.

[3] HAN Zhongxu, ZHU Zelei, TIAN Xinshou, et al. Analysis and simulation research on power system low frequency oscillation [C]//Proceedings of 2010 International Conference on Computer Modeling and Simulation. Sanya, China: [s.n.], 2010:223-228.

[4] 顾丽鸿,周孝信,陶洪铸,等. 局部弱互联诱发互联电网强迫功率振荡机制分析[J]. 电网技术,2010,34(12):36-43.  
GU Lihong, ZHOU Xiaoxin, TAO Hongzhu, et al. Analysis on mechanism of inter-area forced oscillation caused by local weak interconnection in interconnected power grid[J]. Power System Technology, 2010,34(12):36-43.

[5] 王康,金宇清,甘德强,等. 电力系统小信号稳定分析与控制综述[J]. 电力自动化设备,2009,29(5):10-19.  
WANG Kang, JIN Yuqing, GAN Deqiang, et al. Survey of power system small signal stability and control[J]. Electric Power Automation Equipment, 2009,29(5):10-19.

[6] 苏小林,周双喜,阎晓霞. 电力系统超低频振荡和倍频振荡的正规形分析[J]. 电力自动化设备,2011,31(1):7-10.  
SU Xiaolin, ZHOU Shuangxi, YAN Xiaoxia. Normal form analysis of extra-low frequency oscillation and multiple frequency oscillation [J]. Electric Power Automation Equipment, 2011,31(1):7-10.

[7] 陈中. 电力系统小干扰稳定实时控制[J]. 电力自动化设备,2012,32(3):42-46.  
CHEN Zhong. Real-time stability control of power system with small disturbance[J]. Electric Power Automation Equipment, 2012,32(3):42-46.

[8] 廖清芬,刘涤尘,党杰,等. 励磁系统模型和参数对低频振荡特征值的灵敏度分析[J]. 电力自动化设备,2009,29(3):69-73.  
LIAO Qingfen, LIU Dichen, DANG Jie, et al. Sensitivity analysis of low frequency oscillation eigenvalue to excitation system model and parameter[J]. Electric Power Automation Equipment, 2009,29(3):69-73.

[9] 刘宪林,丁超杰,王子琦,等. 电力系统小扰动稳定的直接法分析[J]. 电力自动化设备,2011,31(7):1-4.  
LIU Xianlin, DING Chaojie, WANG Ziqi, et al. Direct method to analyze small signal stability of electric power systems[J]. Electric Power Automation Equipment, 2011,31(7):1-4.

[10] 汤涌. 电力系统强迫功率振荡的基础理论[J]. 电网技术,2006,30(10):29-33.  
TANG Yong. Fundamental theory of forced power oscillation in power system[J]. Power System Technology, 2006,30(10):29-33.

[11] 余一平,闵勇,陈磊. 多机电力系统强迫功率振荡稳态响应特性分析[J]. 电力系统自动化,2009,33(22):5-9.  
YU Yiping, MIN Yong, CHEN Lei. Analysis of forced power oscillation steady-state response properties in multi-machine power systems[J]. Automation of Electric Power Systems, 2009,33(22):5-9.

[12] 余一平,闵勇,陈磊,等. 周期性负荷扰动引发强迫功率振荡分析[J]. 电力系统自动化,2010,34(6):7-11.  
YU Yiping, MIN Yong, CHEN Lei, et al. Analysis of forced power oscillation caused by continuous cyclical load disturbance[J]. Automation of Electric Power Systems, 2010,34(6):7-11.

[13] 韩志勇,贺仁睦,徐衍会. 由汽轮机压力脉动引发电力系统共振机理的低频振荡研究[J]. 中国电机工程学报,2005,25(21):14-18.  
HAN Zhiyong, HE Renmu, XU Yanhui. Power system low frequency oscillation of resonance mechanism induced by turbo

- pressure pulsation[J]. Proceedings of the CSEE,2005,25(21):14-18.
- [14] 余一平, 闵勇, 陈磊, 等. 基于能量函数的强迫功率振荡扰动源定位[J]. 电力系统自动化, 2010, 34(5):1-6.  
YU Yiping, MIN Yong, CHEN Lei, et al. Disturbance source location of forced power oscillation using energy functions [J]. Automation of Electric Power Systems, 2010, 34(5):1-6.
- [15] 云霄, 刘涤尘, 廖清芬, 等. 基于支路暂态能量函数的特高压区域电网间容量交换能力研究[J]. 电力自动化设备, 2012, 32(3):7-12.  
YUN Lei, LIU Dichen, LIAO Qingfen, et al. Power exchange capacity among UHV power grids based on branch transient energy[J]. Electric Power Automation Equipment, 2012, 32(3):7-12.
- [16] 郑武, 李华强, 陈静, 等. 基于静态能量函数法确定交直流系统最优无功补偿点[J]. 电力自动化设备, 2010, 30(8):45-49.  
ZHENG Wu, LI Huaqiang, CHEN Jing, et al. Optimum reactive compensation position determination based on static energy function for AC/DC power system[J]. Electric Power Automation Equipment, 2010, 30(8):45-49.
- [17] 白雪峰, 姜彤, 郭志忠. 基于 Taylor 级数法动态步长控制的暂态能量函数法[J]. 电力自动化设备, 2004, 24(3):29-31.  
BAI Xuefeng, JIANG Tong, GUO Zhizhong. Dynamic intergral step control of Taylor series in transient energy function method[J]. Electric Power Automation Equipment, 2004, 24(3):29-31.
- [18] 林玉章, 蔡泽祥. 基于 PEBS 法的交直流输电系统暂态稳定分析[J]. 电力自动化设备, 2009, 29(1):24-28.  
LIN Yuzhang, CAI Zexiang. Transient stability analysis of AC/DC power system based on PEBS method[J]. Electric Power Automation Equipment, 2009, 29(1):24-28.
- [19] 刘群英, 刘俊勇, 刘起方. 基于能量信息的电压稳定量化指标研究[J]. 电力自动化设备, 2008, 28(8):8-13.  
LIU Qunying, LIU Junyong, LIU Qifang. Quantification index of voltage stability based on energy information[J]. Electric Power Automation Equipment, 2008, 28(8):8-13.
- [20] 钱天虹. 稳定受迫振动中的能量转换[J]. 大学物理, 1999, 18(1):22-24.  
QIAN Tianhong. The energy conversion in a stable forced vibration[J]. College Physics, 1999, 18(1):22-24.
- [21] 陶湘. 从功能关系讨论受迫振动的振幅[J]. 大学物理, 1994, 13(11):5-8.  
TAO Xiang. A study on the amplitude of forced vibration based on the correlation between work and energy[J]. College Physics, 1994, 13(11):5-8.
- [22] 谢能刚, 宋修广. 多自由度结构受迫振动中的能量共振[J]. 振动与冲击, 2002, 21(3):40-42.  
XIE Nenggang, SONG Xiuguang. Energy resonance of structure with multiple degrees of freedom in forced vibration[J]. Journal of Vibration and Shock, 2002, 21(3):40-42.
- [23] 孟现磊. 受迫振动的能量转换[J]. 大学物理, 1996, 15(8):27-28.  
MENG Xianlei. Energy resonance of a forced vibration [J]. College Physics, 1996, 15(8):27-28.

#### 作者简介:

黄涌(1962-), 男, 湖北武汉人, 高级工程师, 博士研究生, 主要研究方向为电力系统运行与控制、电力系统分析(E-mail: hy\_whu@163.com);

云霄(1984-), 男, 河南安阳人, 博士, 主要研究方向为电力系统运行与控制;

唐飞(1983-), 男, 湖北武汉人, 博士研究生, 主要研究方向为电力系统运行与控制。

## Work-energy transformation during forced power oscillation of power system

HUANG Yong<sup>1,2</sup>, YUN Lei<sup>3</sup>, TANG Fei<sup>1</sup>, LIU Dichen<sup>1</sup>, SUN Wentao<sup>1</sup>

(1. School of Electrical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. Hubei Electric Power Company, Wuhan 430077, China;

3. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510600, China)

**Abstract:** Continuous periodic disturbance may cause the forced power oscillation in power system, which is greatly different from that of classic under-damping free-oscillation in both generation mechanism and oscillation characteristics. The energy characteristics during forced power oscillation are analyzed from the point of work-energy transformation. The function of work-energy relation during forced oscillation is established according to the steady-state response and the cause of equal-amplitude forced oscillation is explained by the change of system energy. With a real power system as an example, the work-energy transformation during oscillation is analyzed and the system energy variation is compared between different oscillating-source frequencies, based on which, the operational features are analyzed for three kinds of energy resonance.

**Key words:** forced power oscillation; work-energy transformation; energy resonance; kinetic energy; potential energy; electric power systems