海上作业直升机液压助降装置捕获快速性分析

王立新[1*] 程 瑞[1] 赵丁选[1] 贾 拓[2] 苏 琦[3]
1.燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066000
2.燕山大学车辆与能源学院,秦皇岛,066000
3.浙江大学流体动力基础件与机电系统国家重点实验室,杭州,310027

摘要:为提高海上作业直升机液压助降装置的捕获快速性,设计了一种基于并联液压缸与链传动系统的液压驱动系统,并对其捕获性能开展研究。在分析液压助降装置捕获原理基础上,建立捕获过程动力学模型,据此探究蓄能器捕获压力、粗液压缸阻尼力、传动链张紧力、摩擦力以及液压油温度对捕获速度的影响机制,建立各影响分项的数学表征,揭示作用机理,并提出影响权重评价方法。对比试验结果表明,在常温工况下,粗液压缸阻尼力对捕获速度的影响最为显著,"释放-捕获"循环工作模式有助于提高捕获速度;而在低温工况下,液压油流动阻力成为制约捕获速度的关键因素。研究结果可为液压助降装置的作业策略优化与驱动系统设计改进提供参考。

关键词:海上作业直升机;液压助降装置;捕获速度;蓄能器供油;并联液压缸;链条传动
中图分类号:TP238
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.10.022 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Capture Speed Analysis of Hydraulic Landing Assist Device for Shipborne Helicopter

WANG Lixin[1*] CHENG Rui[1] ZHAO Dingxuan[1] JIA Tuo[2] SU Qi[3]
1.School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066000
2.School of Vehicles and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066000
3.State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou, 310027

Abstract: To improve the capture speed of the shipborne helicopter hydraulic landing assist device, a hydraulic drive system composed of parallel hydraulic cylinders and chain drive systems was designed , and its capture performance was studied. Firstly, the operating principle of the capture process was analyzed, a dynamic model for this process was established. The influence mechanism of the capture speed was discussed, including the accumulator captures pressure, the nonlinear damping force of the parallel cylinder, the tension force in the transmission chain, frictional forces, and oil temperature. Subsequently, The mathematical representations of each influencing factors were established, the action mechanisms were revealed, and a method for evaluating their influence weights was developed. Experimental results show that, in typical temperature environments, the damping force of the parallel hydraulic cylinder has the most significant impact on capture speed. Additionally, the "release-capture" working cycle is beneficial for enhancing capture speed. Flow resistance plays a crucial role in capture speed in low temperature condition. The research results provide valuable insights into the operational strategy and optimization design of hydraulic landing assist devices.

Key words: shipborne helicopter; hydraulic landing assist device; capture speed; accumulator oil supply; parallel hydraulic cylinder; chain drive

0 引言

海上作业直升机以船舶甲板为起降平台,可执行巡逻、反潜、搜救等多项任务,在军用、民用领域发挥着重要作用[1]。船舶甲板因面积较小,且不断摇摆,使得直升机起降安全面临巨大威胁[2]。为解决复杂海况下直升机安全着舰问题,各国提出了不同的着舰辅助系统,如"鱼叉格栅"系统、拉降系统以及目前最先进的综合系留转运(ASIST)系统[3-4]。液压助降装置作为ASIST系统的工作主机,可在直升机着舰瞬间,驱动机械爪快速捕获

收稿日期:2025-08-22
基金项目:河北省自然科学基金(E2024203035);流体动力基础件与机电系统全国重点实验室开放基金(GZKF-202417);机械系统与振动全国重点实验室开放基金(MSV202421);河北省教育厅科学研究项目(QN2024075)

机腹探杆，使机体与甲板固连，防止直升机发生侧滑或倾翻[5]。由此可见，液压助降装置的捕获速度决定着直升机着舰后的无系留时间，直接影响直升机着舰安全性，因此，对液压助降装置捕获过程进行建模，量化分析影响捕获性能的因素，为后续优化改进提供理论依据，具有重要意义。

液压助降装置要求兼具高速捕获和重载校正直升机的双重功能，为此设计了由蓄能器、双杆并联液压缸以及链传动回路构成的驱动系统[6-7]，其捕获性能与蓄能器压力-流量特性、并联液压缸驱动特性、链传动特性以及液压油黏温特性密切相关。

蓄能器在液压系统常用于吸收压力脉动或作为辅助动力源。文献[8-9]研究了一种蓄能器变压力供油系统，针对蓄能器供油过程存在的“压力-流量”非线性问题，设计了相应的控制方法，以补偿因蓄能器出口压力降低导致的位置控制精度下降。文献[10]以蓄能器作为辅助动力源，为导弹弹射装置提供瞬时流量，以提高弹射速度，但未对蓄能器预充压力和弹射压力对液压缸运动速度的影响进行深入分析。由于传统液压系统中多采用单液压缸，故针对并联液压缸动态特性的相关研究相对较少，仅文献[11]研究了一种并联双杆液压缸的偏载力和径向力问题，但未涉及快速运动中存在的非线性阻尼力。

针对链传动系统动态特性，文献[12-13]以刮板输送机链啮合传动系统为研究对象，建立了链环-链轮-轴承刚柔耦合非线性动力学模型，分析了张紧力对传动特性的影响。文献[14]将以套筒滚子链为工作执行机构的一类机械系统作为研究对象，分析了其动力学影响因素，探讨了该类系统的动力学建模方法。文献[15]分析了链传动时系统中存在的噪声问题。文献[16]研究了高速强冲击恶劣工况下滚子链运行特性及其动力学机理，建立了滚子链动力学模型，并推导求解其动力学方程。上述文献都未对链条张紧力和传动摩擦间的关系进行探讨。摩擦一直是机械运动系统的研究热点，描述摩擦力特征的模型众多，如滚动摩擦模型、Stribeck摩擦模型等[17]，最经典的是LuGre摩擦力模型[18-19]。

在油液黏温特性影响液压系统运行效率方面，文献[20]针对剪切速率对油液黏温特性的影响规律进行研究。文献[21]分析了YH-15航空液压油的黏温变化趋势，通过黏度与温度关系经验公式分段绘制了YH-15航空液压油的黏温特性曲线，但未深入探讨黏温特性与液压管路间的关系。

综上，鉴于直升机液压助降装置结构和工作环境的特殊性，现有文献对蓄能器变供系统、并联液压缸、链传动系统以及油液黏温特性等进行了研究，但对本系统的适用性不强，故需结合具体工况，对影响液压助降装置捕获速度的因素作进一步分析。为探索不同因素影响海上作业直升机液压助降装置捕获快速性的权重，本文建立机械爪捕获直升机探杆过程的动力学模型，分析蓄能器捕获压力、粗缸阻尼力、链条张紧力、摩擦力以及油液温度等影响捕获速度的因素。

1　捕获直升机原理分析及建模

1.1　着舰过程分析

ASIST系统引导辅助直升机着舰过程如图1所示。直升机接收到着舰指令后，驾驶员操控直升机进入着舰区域上空，助降系统跟踪相机捕捉机身激光目标源图像，经由数据处理单元计算直升机腹部探杆空间位置，并传输给塔台主控系统。主控系统结合甲板姿态预测信息，控制位置指示器逐步引导驾驶员降低直升机高度，与此同时，主控系统向液压动力装置发出探杆纵向跟踪指令，驱动液压助降装置沿预置轨道跟踪探杆，在纵向保持相对安全距离；待驾驶员操控直升机降落至甲板后，液压助降装置在液压动力装置驱动下，迅速向前运动，当液压助降装置前部缓冲板被完全压缩时，即满足捕获条件，装置内部液压系统驱动机械爪由初始位置横向扫掠捕获机腹探杆，将直升机与舰船甲板固连，完成系留任务[4]。

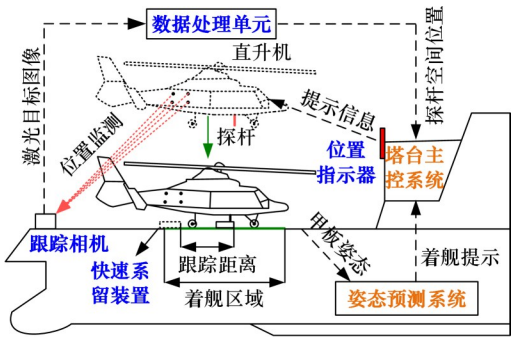


图1　直升机助降系统着舰引导过程

Fig.1　Helicopter landing system landing guidance process

直升机从完全着舰到被液压助降装置机械爪捕获完成这段时间即为捕获时间，由纵向牵引接近探杆和横向捕获探杆两段时间组成，该时间段内，直升机处于无系留状态，受甲板耦合运动激励，存在侧滑/倾翻风险，因此，如何缩短捕获时间是提高直升机安全性的核心。

1.2 液压助降装置驱动系统设计与原理分析

由前述工作过程可知，液压助降装置是整个系统的工作主机，其横向捕获时间对直升机安全至关重要。液压助降装置工作于甲板与机腹之间的狭小空间内，使得液压系统元件体积和动力单元装机功率严格受限。为在有限空间内实现高速捕获和重载校正的任务，提出将粗、细两种液压缸集成为并联执行器，采用板式链条和动、定滑轮组成传动回路，构成一种新颖的海上作业直升机液压助降装置液压驱动系统[7]，如图2所示。捕获直升机时，由蓄能器提供高压大流量液压油，细液压缸驱动机械爪高速运动，有助于提高捕获速度、降低流量需求、减小装机功率；校正直升机时，由粗、细两液压缸同时驱动机械爪运动，以增强负载能力；弹性链传动回路使并联执行器和机械爪实现横向平行布置，突破了传统刚性连接只能纵向布局的空间约束，起到倍程增速的效果。捕获时，液压系统工作原理如下：液压助降装置捕获前，机械爪处于初始位置，液压泵间歇性运行，以保持蓄能器内存储足够的高压油液；当探杆完全压缩缓冲板，满足捕获条件时，电磁阀YV_5得电控制粗液压缸两腔与油箱连通，处于浮动状态；电磁阀YV_1、YV_2得电，蓄能器释放高压油液，进入细液压缸有杆腔，驱动活塞快速缩回，经过滑轮传动系统，机械爪由初始位置快速扫掠整个捕获区域，与直升机探杆接触后，将其捕获并自动锁紧。

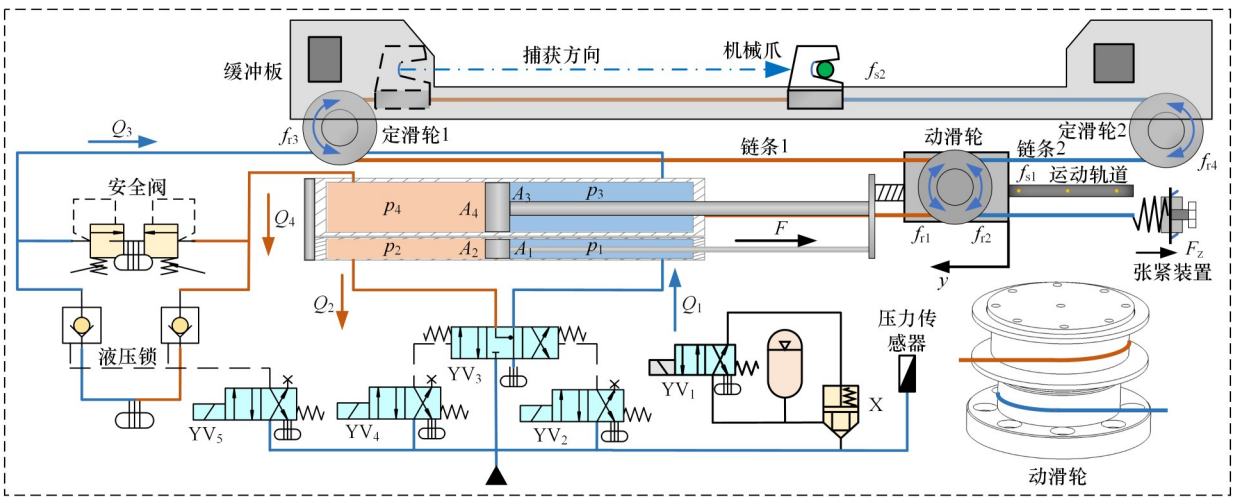


图2 直升机液压助降装置捕获驱动系统

Fig.2 The drive system for shipborne helicopter hydraulic landing device

1.3 捕获过程动力学建模

为量化分析影响机械爪运动速度的因素，对机械爪捕获探杆过程进行受力分析，根据牛顿第二定律，建立液压缸运动力平衡方程：

$$m_1\ddot{y}=p_1A_1-p_2A_2-F_b-b\dot{y}-f_{s1}-F \tag{1}$$

$$F_b=p_4A_4-p_3A_3$$

式中：m_1为动滑轮和并联液压缸活塞杆的等效质量；p_1、p_2分别为细液压缸有杆腔和无杆腔压力，且$p_1\approx p_s(t)$，$p_s(t)$为蓄能器供油压力；A_1、A_2分别为细液压缸有杆腔和无杆腔的活塞有效作用面积；F_b为粗液压缸阻尼力；p_3、p_4分别为粗液压缸有杆腔和无杆腔压力；A_3、A_4分别为粗液压缸有杆腔和无杆腔的活塞有效作用面积；b为液压系统黏性阻尼系数；f_{s1}为动滑轮与运动轨道的摩擦力；F为动滑轮运动所受负载力。

进一步分析传动系统中链条与滑轮间的滚动摩擦力、机械爪与上下约束轨道间产生的滑动摩擦力，建立机械爪的力平衡方程：

$$2m_2\ddot{y}=F-F_z-f_{s2}-(f_{r1}+f_{r2}+f_{r3}+f_{r4}) \tag{2}$$

式中：m_2为机械爪与链条的等效质量；F_z为链条张紧力；f_{s2}为机械爪与其运动轨道之间的摩擦力；f_{r1}、f_{r2}、f_{r3}、f_{r4}为动滑轮两侧、定滑轮1和定滑轮2分别与链条产生的滚动摩擦力。

由式(1)和式(2)可知，影响机械爪运动速度的因素包括蓄能器压力、粗液压缸阻尼力、液压系统阻尼力、滑动摩擦力以及滑轮与链条间的滚动摩擦力、油液温度变化导致的油液流动阻力。下面对这些因素进行进一步的深入分析。

2 影响捕获速度的因素分析

2.1 蓄能器捕获压力

液压助降装置机械爪捕获直升机探杆时，活塞式蓄能器作为辅助动力源，瞬时提供高压大流量油液，为细液压缸提供驱动力，经由传动系统驱动机械爪高速运动捕获直升机探杆。由于蓄能器中油液排出速度非常快，蓄能器中气体的变化可视为绝热过程，气体状态满足：

$$p_0V_0^{1.4}=p_g(t)V_g(t)^{1.4} \tag{3}$$

$$V_g(t)=V_0+\Delta V(t)$$

式中：p_0、V_0为初始预充气压力和体积；$p_g(t)$为瞬时气体

压力；$V_g(t)$为瞬时气体体积；$\Delta V(t)$为释放油液体积。

蓄能器排油口瞬时流量满足：

$$Q(t)=\frac{\mathrm{d}\Delta V(t)}{\mathrm{d}t}=C_dA\sqrt{\frac{2(p_s(t)-p_L)}{\rho}} \tag{4}$$

式中：C_d为节流口流量系数；A为蓄能器出油口面积；p_L为系统侧负载压力；ρ为油液密度。

联立式(3)和式(4)得到蓄能器释放油液压力微分方程：

$$\frac{\mathrm{d}p_s(t)}{\mathrm{d}t}=-k\frac{p_s(t)^{1.5}}{\sqrt{V_0+\Delta V(t)}} \tag{5}$$

$$k=1.4C_dA\sqrt{2/\rho}$$

此外，蓄能器的容量计算公式为

$$V=\frac{\Delta V}{(p_0/p_{a1})^{\frac{1}{1.4}}-(p_0/p_{a2})^{\frac{1}{1.4}}} \tag{6}$$

式中：p_{a1}为蓄能器最低工作压力；p_{a2}为蓄能器最高工作压力；ΔV为蓄能器补油量。

由式(5)可知，蓄能器释放油液时，压力呈非线性变化，当排油口尺寸参数确定时，机械爪的捕获速度与捕获压力、蓄能器预充压力密切相关。

在MATALB软件中编写脚本文件，求解由式(4)、式(5)构成的方程组，相关参数设置如表1所示，得到机械爪捕获时蓄能器压力变化的仿真曲线，并通过安装于蓄能器出口处的压力传感器测量捕获时蓄能器压力，得到试验曲线，二者对比如图3所示。由图3可见，试验和仿真曲线的拟合度较高，验证了上述模型的准确性。

表1　仿真参数设定

Tab.1　Simulation parameter setting

名称	数值
初始气体压力p_0	15.5 MPa
初始气体体积V_0	7.5×10^{-3} m^3
捕获结束蓄能器压力p_e	8.8 MPa
流量系数C_d	0.62
阀口面积A	1×10^{-8} m^2
油液密度ρ	870 kg/m^3

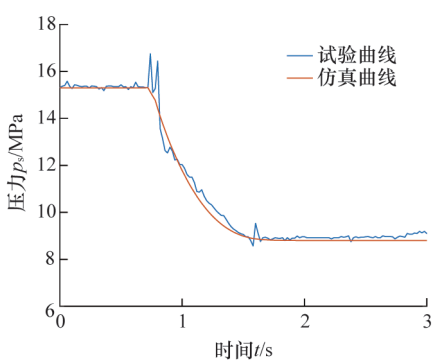


图3　捕获过程蓄能器压力曲线

Fig.3　The accumulator pressure curve of capture process

2.2　粗液压缸阻尼力

液压助降装置机械爪高速捕获探杆时，粗液压缸液压锁打开，两腔与油箱连通，活塞运动过程类似于阻尼器，阻碍细液压缸的运动，进而影响机械爪捕获速度。阻尼力的大小与油腔内油液含气量相关。液压助降装置采用闭式液压油箱，封闭油箱盖前蓄能器卸压，并联液压缸活塞完全缩回，即有杆腔充满油液，因此，系统启动后，蓄能器自动充压，此过程时间较长，视为等温过程，由波义尔定律得：

$$p_{T0}V_{T0}=p_T(t)(V_{T0}+V_A) \tag{7}$$

式中：p_{T0}为油箱内气体初始压力，为大气压；V_{T0}为油箱内气体初始体积；$p_T(t)$为蓄能器充压完成后油箱内压力；V_A为蓄能器充压至工作压力时，所存储的油液体积。

由式(7)可知，蓄能器充压完成后，油箱内油液减少，气体体积变大，形成负压，进入释放前的准备状态，捕获/释放工作流程循环如图4所示。

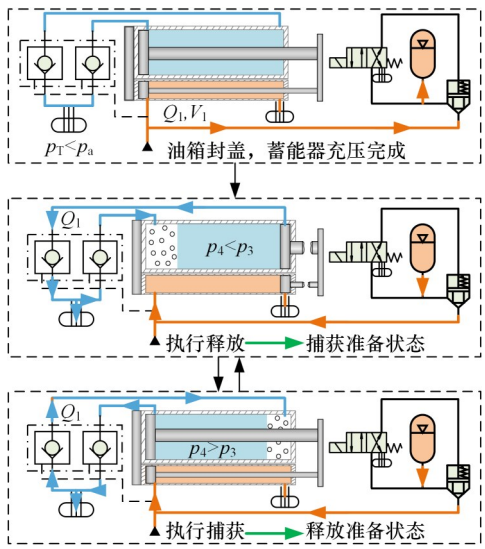


图4　捕获/释放工作循环下并联液压缸状态

Fig.4　The parallel hydraulic cylinders status during capture/release cycle

1)执行释放→捕获准备。细液压缸高速伸出，粗液压缸有杆腔中的油液将经液压锁流入油箱和粗缸无杆腔，最终油箱和粗缸无杆腔形成压力平衡。由于粗缸有杆腔容积小于无杆腔容积，即油液无法充满无杆腔，故粗液压缸无杆腔最终处于负压状态。机械爪释放完成后，蓄能器自动充压，即可认为释放前后，蓄能器内油液体积不变。此时，粗缸无杆腔和油箱内的气体满足：

$$\left.\begin{aligned}&p_{T0}V_{T0}=p_{T1}(V_{T0}+V_A+\Delta V_1-\Delta V_2)\\&p_{L4}V_{L4}=p_{T1}(V_4-\Delta V_3)\\&V_3=\Delta V_3+\Delta V_2\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

式中：p_{T1}为机械爪释放并且蓄能器充压完成后油箱内压力；ΔV_1为细液压缸无杆腔和有杆腔体积差；ΔV_2为粗缸

有杆腔回流到油箱的油液体积；ΔV_3为粗液压缸有杆腔回流到粗液压缸无杆腔的油液体积；V_3为粗液压缸有杆腔体积；p_{L4}、V_{L4}分别为液压缸有杆腔充满液压油时无杆腔压力和空气体积；V_4为粗液压缸无杆腔的体积。

释放完成后粗液压缸无杆腔内空气所占液压缸的长度为

$$l_1=(V_4-\Delta V_3)/A_4 \tag{9}$$

2）执行捕获→释放准备。细液压缸高速缩回，粗液压缸无杆腔中的油液将经过液压锁回到油箱和粗缸有杆腔，最终油箱、有杆腔形成压力平衡。机械爪捕获完成后，蓄能器自动充压，即可认为捕获前后，蓄能器内油液体积不变。此时，粗缸无杆腔和油箱内的气体满足：

$$\left.\begin{aligned}&p_{T0}V_{T0}=p_{T2}(V_{T0}+V_A-\Delta V_1-\Delta V_4)\\&p_{R3}V_{R3}=p_{T2}(V_3-\Delta V_5)\\&V_4=\Delta V_4+\Delta V_5+\Delta V_g\end{aligned}\right\} \tag{10}$$

式中：p_{T2}为机械爪释放且蓄能器充压完成后油箱内压力；ΔV_4为粗缸无杆腔回流到油箱的油液体积；ΔV_5为粗液压缸无杆腔回流到粗液压缸有杆腔的油液体积；p_{R3}、V_{R3}分别为装置释放完成后无杆腔的压力和空气体积；ΔV_g为装置释放完成后，粗液压缸无杆腔的空气体积。

捕获完成后粗液压缸有杆腔内空气所占液压缸的长度为

$$l_2=(V_3-\Delta V_5)/A_3 \tag{11}$$

根据前述分析，机械爪捕获时所受粗液压缸阻尼力分为粗缸无杆腔充满油液和未充满油液两种情况，则粗液压缸所产生的阻尼力可描述为

$$F_b=\begin{cases}b\dot{y} & p_3\geqslant 0\\ 0 & p_3<0,0<l\leqslant\dfrac{(A_4-A_3)L}{A_4}\\ b\dot{y} & p_3<0,\dfrac{(A_4-A_3)L}{A_4}<l\leqslant L\end{cases} \tag{12}$$

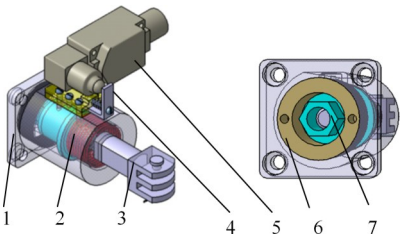
式中：l为液压缸活塞运动位移；L为液压缸行程。

由式(12)可知，机械爪捕获直升机探杆时所受粗液压缸阻尼力与上个工作状态相关，若粗缸油腔充满油液，则所受阻尼力为运动速度的线性函数，若油腔存在“吸空”现象，则所受阻尼力为与运动位移相关的非线性函数。

2.3 链条张紧力

液压缸驱动动滑轮运动，向链条施加传动力，为保持较高的传动效率，需通过张紧装置调节链条张紧力，液压助降装置中所安装的链条张紧装置如图5所示。

由图2受力分析可知，增加链条张紧力会增大驱动负载，同时增大链条与滑轮接触面的摩擦力。然而，链条传动过程中，链节与滑轮弧面没有完全贴合，接触面切线会构成多边形，这种多边形效应会使链条的线速度和滑轮的角速度呈周期变



1. 壳体　2. 张紧弹簧　3. 链条接头　4. 行程开关触发机构
5. 断裂检测行程开关　6. 螺母套　7. 预紧螺母

图5　链条张紧装置

Fig.5　The structure of chain tensioning device

化。为分析机械爪捕获过程中滑轮的受力状态，选取某一链节作为微段，对其进行受力分析，如图6所示。

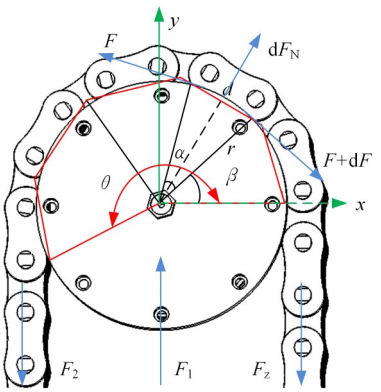


图6　链条传动过程受力分析

Fig.6　Force analysis of chain drive process

设定链条运动任意时刻，链节受载平衡，则在该时刻链节受力在法向与切向的平衡方程如下：

$$\left.\begin{aligned}&\mathrm{d}F_N=F_\alpha\sin(\alpha/2)+(F_\alpha+\mathrm{d}F)\sin(\alpha/2)\\&\mu\mathrm{d}F_N=(F_\alpha+\mathrm{d}F)\cos(\alpha/2)-F_\alpha\cos(\alpha/2)\end{aligned}\right\} \tag{13}$$

式中：$\mathrm{d}F_N$为链节向滑轮施加的正压力；α为链节对应包角；F_α为链节绕过α包角后的张力；$\mathrm{d}F$为链节与滑轮弧面产生的静摩擦力；μ为链条与滑轮间的摩擦因数。

当α无穷小时，有$\cos(\alpha/2)\to 1$、$\sin(\alpha/2)\to\alpha/2$，由此对式(13)进行简化，消去$\mathrm{d}F_N$，并对两端积分得链节输出端张力$F_1$与输入端张力$F_2$的关系：

$$F_1=F_2\mathrm{e}^{\mu\alpha} \tag{14}$$

链条由张紧端到驱动端经过动滑轮和定滑轮，包角值分别为β_1和β_2，则链条张紧装置张力F_z和机械爪连接处的张力F_J关系为

$$F_J=F_z/\mathrm{e}^{\mu(\beta_1+\beta_2)} \tag{15}$$

此外，链条与滑轮接触包角为θ，其接触正压力可通过累加求和得到，即

$$\sum F_N=\sum_{i=1}^{n}F_\alpha\alpha=F_\alpha a_b \tag{16}$$

式中：a_b为链条与滑轮接触的总包角。

由此可见，为链条施加预紧力可保持较高传动效率，但是若张紧力过大则会增加链条与滑轮

间的摩擦，影响机械爪捕获速度和链条、滑轮的使用寿命，因此，为链条施加合理的预紧力对液压助降装置的捕获性能至关重要。

2.4　滑动摩擦力

机械爪捕获直升机探杆时，传动系统中的滑动摩擦力主要包括动滑轮与其运动轨道之间的摩擦力f_{s1}，机械爪与其运动轨道之间的摩擦力f_{s2}。通常系统运行过程中的摩擦力虽然难以准确计算，但是可以通过试验的方法进行估算。滑动摩擦可以采用经典LuGre模型进行描述，具体为

$$f_{s1}(t)=\sigma_0 z+\sigma_1\dot{z}+\sigma_2\dot{y} \tag{17}$$

$$\dot{z}=\dot{y}-\frac{|\dot{y}|}{g(\dot{y})}z \tag{18}$$

$$\sigma_0 g(\dot{y})=f_c+(f_c-f_s)e^{-(\dot{y}/v_s)^2} \tag{19}$$

式中：σ_0、σ_1、σ_2分别为刚毛刚度、刚毛阻尼以及黏性摩擦因数；f_c、f_s、v_s分别为库仑摩擦力、静摩擦力、Stribeck速度；z用于表征接触面积的摩擦特性；$\sigma_0 g(\dot{y})$用于描述Stribeck现象。

对于本系统，可以认为系统$\dot{z}=0$，即

$$z=g(\dot{y})\,\mathrm{sgn}(\dot{y}) \tag{20}$$

LuGre摩擦力模型所描述的是一个动态摩擦力模型，包括了4个静态参数（f_c，f_s，σ_2，v_s）与两个动态参数（σ_0，σ_1）。

机械爪运动速度是动滑轮运动速度的2倍，摩擦力f_{s1}和f_{s2}的形态基本相同，但大小不同。试验时，首先将链条连接断开，进行摩擦力数据测试，然后再推算机械爪运动所受的摩擦力。根据试验结果，动滑轮运动时，摩擦力参数如表2所示，拟合结果如图7所示。

表2　摩擦力模型参数

Table 2　Frictional force model parameters

σ_0/(N·m^{-1})	σ_2/(N·s·m^{-1})	f_c/N	f_s/N	v_s/(m·s^{-1})
1×10^5	1245	305	750	0.05

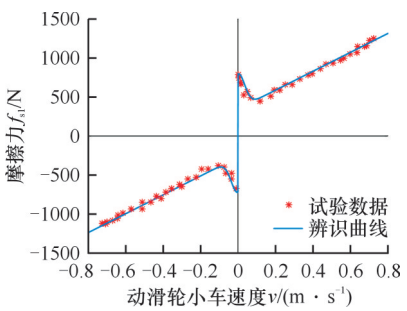


图7　摩擦力曲线

Fig.7　Friction force curve

2.5　液压油温度

我国海岸线绵长，南北跨度极大，这就要求液压助降装置具有适应宽温域工作的能力，而环境温度变化势必会导致液压油运动黏度的改变，运动黏度直接关系到管路沿程阻力的大小，进而影响机械爪捕获速度。液压助降装置采用20号航空液压油，它具有优良的黏温特性、低温流动性。

液压油运动黏度-温度特性普遍采用Walther黏温方程进行拟合回归分析：

$$\lg(\lg(\nu+a))=A+B\lg T \tag{21}$$

式中：ν为液压油的运动黏度；T为绝对温度；A、B、a为与液压油相关的常数，通常选取经验常数$a=0.6$。

液压油黏度的计算方法如下：

$$\mu_m=\mu_0 e^{-\lambda_c(t-t_0)} \tag{22}$$

$$\nu=\mu/\rho \tag{23}$$

式中：μ_m为液压油动力黏度；μ_0为单位大气压下的油液动力黏度；λ_c为油液的黏温系数。

油液动力黏度的变化最终会反映到黏性阻尼系数b上，此时其表达式为

$$b=8\pi\mu l_{ba} \tag{24}$$

式中：l_{ba}为液压管路油腔的等效长度。

式(24)可对沿程阻力进行估算，若想更精确反映油液动力黏度与管路中的油液沿程阻力的关系，可利用如下公式计算：

$$\Delta p=\frac{\bar{v}^2}{2g}\frac{L_g}{D}q\lambda \tag{25}$$

式中：g为重力加速度；$\bar{v}$为液压油平均流速；L_g为管路长度；D为管路内径；q为液压油比重；λ为管路摩擦因数，油液流动为层流时$\lambda=64/Re$，油液流动为紊流时$\lambda=0.316/\sqrt[4]{Re}$；$Re$为雷诺数，$Re=\bar{v}D/v$。

需要注意的是，液压系统管路的形态较为复杂，利用式(25)可以更加准确地计算沿程阻力，但需要知道液压管路的具体参数，并进行分段计算。根据式(21)～式(24)可知黏性阻尼系数b与油液动力黏度随温度成负指数变化关系。

3　试验研究

在液压助降装置试验平台上验证前述理论分析的正确性，平台组成包括液压助降装置液压系统和机械传动系统、数据测量采集系统，如图8所示。其中，机械爪位移采用液压助降装置内部安装的磁致伸缩位移传感器和外接的拉绳位移传感器测量，蓄能器压力由压力传感器测量，液压油温度由温度传感器测量，并设计拉压力传感器来测量施加到链条上的张紧力。

3.1　蓄能器捕获压力试验

首先验证不同蓄能器捕获压力对液压助降装置捕获性能的影响。试验条件为：液压油温度25 ℃，蓄能器内气体预充初始压力7.5 MPa，链条张紧力3 kN，蓄能器捕获压力设置为13、14、15、16、17 MPa，捕获位移曲线见图9。由图9可见，

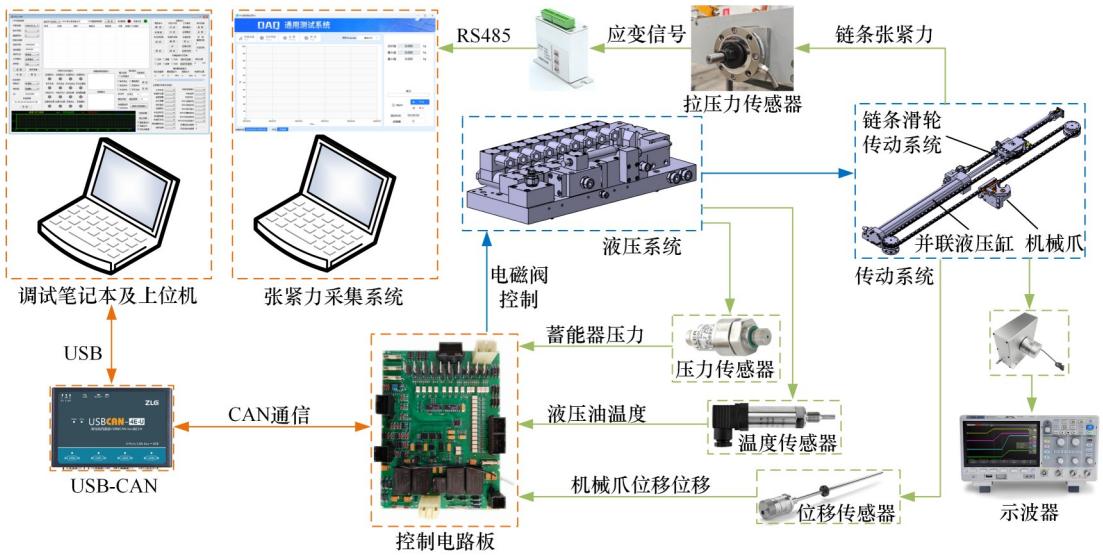


图8 试验平台组成

Fig.8 Composition of the experimental platform

随着蓄能器压力的增大，捕获速度增加，捕获时间缩短。从捕获时间缩短的间隔可知，相同的压力增量，时间缩短量逐渐变小，表明系统驱动力与阻力逐步趋于平衡状态。

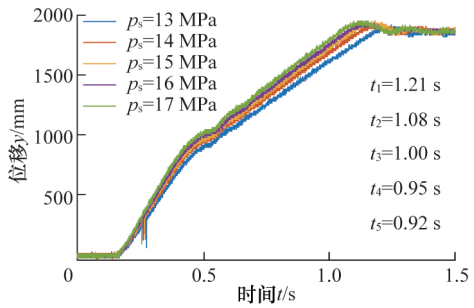


图9 不同蓄能器压力时机械爪捕获位移曲线

Fig.9 Claw capture displacement curves with different accumulator pressures

此外，图9所示的机械爪捕获位移曲线具有明显的“折点”，即前后两段捕获位移曲线的斜率不同，该现象由并联液压缸粗缸“吸空”现象所致。需要注意的是，蓄能器捕获压力越高，捕获时对系统和直升机探杆的冲击也越大，其泄漏速度也越快，这将导致电动机频繁启动为蓄能器充压，从而加速系统温升，降低液压泵工作效率。

3.2 并联液压缸粗缸阻尼力试验

根据2.2节分析，可知快速捕获过程中，粗液压缸阻尼力始终存在，但前置工作状态不同，所产生的阻尼力也不同，本文以线性阻尼力和非线性阻尼力作为对照组进行对比试验。其他试验条件为：液压油温度25 ℃，蓄能器内气体预充初始压力7.5 MPa，链条张紧力3 kN，捕获时蓄能器压力设置为16 MPa，所得机械爪捕获位移曲线见图10。图中黑色曲线为机械爪快速释放后捕获的位移曲线，此时粗液压缸产生的阻尼力呈非线性；蓝色曲线为慢速校直后，再捕获的位移曲线，此时粗液压缸阻尼力呈线性。

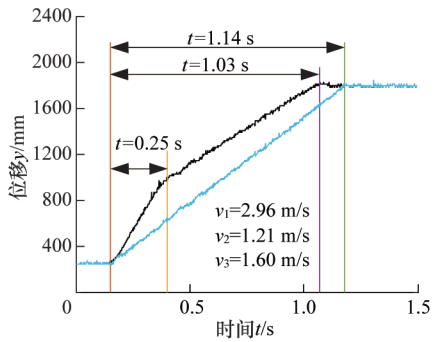


图10 不同并联液压缸阻尼力时机械爪捕获位移曲线

Fig.10 Claw capture displacement curves with different parallel hydraulic cylinder damping force

由图10可见，黑色曲线与蓝色曲线相比较，最显著的区别是在捕获运动开始后的0.25 s时，出现一个明显的“折点”。其本质原因如2.2节所述，机械爪快速释放后，粗缸内出现“吸空”现象，当继续执行捕获时，粗缸活塞运动所受阻尼力呈现如式(12)所示的非线性形式，该阻尼力由“吸空”现象导致油腔内出现的气体和原有油液共同产生。开始执行捕获动作时，粗缸无杆腔需先克服由“吸空”现象产生的气体部分阻尼力，近似为零，气体完全排出后，开始排出油液，阻尼力大小变为$b\dot{y}$，故黑色曲线产生了“折点”。慢速校直时，粗缸没有出现“吸空”现象，校直完成执行捕获动作，阻尼力始终由粗缸无杆腔内油液产生，阻尼力大小为$b\dot{y}$，呈线性变化。“折点”前后机械爪运动速度具有明显差异，即无阻尼力时机械爪的运动速度可达2.96 m/s，而有阻尼力时，为

1.21 m/s，总捕获时间为0.92 s；而校直后捕获对应的蓝色曲线，机械爪的平均运动速度为1.6 m/s，捕获时间为1.13 s。因此，快速释放后再捕获，机械爪平均捕获速度更快，捕获时间更短，提高了机械爪捕获性能。

3.3　链条张紧力试验

为验证不同链条张紧力对机械爪捕获性能的影响，设计专用工装，安装拉压力传感器取代图5所示链条张紧装置，通过外部螺母调节施加到链条上的张紧力为1、2、3、4、5、6 kN，在不同张紧力下，进行3组不同蓄能器捕获压力试验，捕获压力分别为14、15、16 MPa。其他试验条件为：液压油温度25 ℃，蓄能器内气体预充初始压力7.5 MPa，所得机械爪捕获时间曲线见图11。

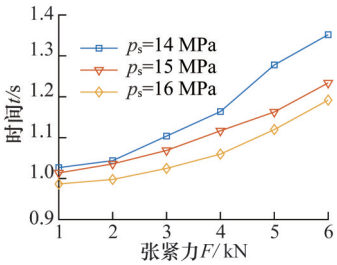


图11　不同链条张紧力时机械爪捕获时间曲线

Fig.11　Claw capture time curves with different chain tension

由图11可见，在相同捕获压力下，张紧力越大，捕获时间越长，且呈指数趋势变化，这与链条、滑轮间的滚动摩擦力随张紧力变化趋势相同；在相同链条张紧力下，蓄能器捕获压力越高，所需捕获时间越短，但相同的捕获压力增幅，捕获时间的缩小量逐步变缓，与3.1节试验结果一致。

3.4　不同油液温度试验

为验证不同油液温度对机械爪捕获性能的影响，在不同的油液温度下进行捕获试验。因液压助降装置不具有调节油液温度的能力，故本项试验时间跨度较大（从冬季到夏季），依靠环境温度来改变装置中液压油的温度，并通过安装于油箱上的温度传感器测量油液温度。设定捕获试验温度分别为－10、0、10、20、30、40 ℃，在不同液压油温度下，进行3组不同蓄能器捕获压力试验，捕获压力分别为14、15、16 MPa。其他试验条件为：蓄能器内气体预充初始压力7.5 MPa，链条张紧力3 kN，所得机械爪捕获时间曲线见图12。

由图12可见，在相同捕获压力下，油液温度越低，所需捕获时间越长，且呈指数趋势变化，这与2.5节的理论分析结果相同，即温度越低液压系统的沿程阻力越大；在相同温度条件下，蓄能器捕获压力越高，所需捕获时间越短，但变化趋势逐步放缓。

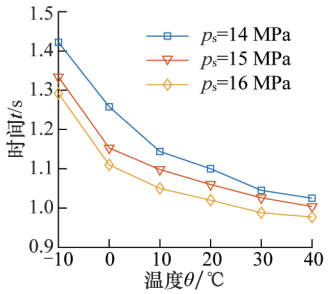


图12　不同油液温度时机械爪捕获时间曲线

Fig.12　Claw capture time curves with different oil temperature

由前述分析可知，机械爪在捕获过程中所受的摩擦力主要与系统固有特性，如材料间的摩擦因数、机械爪速度、静摩擦力等有关，无法进行人为干预，故未进行摩擦力试验。

4　结论

1）液压助降装置捕获性能由蓄能器捕获压力、粗缸阻尼力、链条张紧力、摩擦力和油液温度共同决定，其中，捕获压力决定了驱动力大小，捕获压力越大，则捕获速度越快，捕获时间越短。但需综合考虑保压时间和捕获冲击，以确定合适的蓄能器捕获压力。

2）并联液压缸阻尼力是制约捕获速度提高的关键因素，利用“释放—捕获”工作循环所产生的粗缸油腔“吸空”现象，可大幅提高机械爪捕获直升机探杆的平均速度，使捕获时间缩短约11%。

3）由链条和动、定滑轮构成的传动回路，可实现液压缸和机械爪的平行布置，达到倍程增速的效果，但链条张紧力与传动效率和滚动摩擦息息相关，张紧力等比增加时，捕获时间呈指数趋势增长。

4）随着油液温度的升高，捕获时间呈指数趋势衰减，这与液压油的黏温特性相一致，因此，工作时应对系统进行预热，以减小温度对捕获速度的影响。

5）本文研究成果为液压助降装置作业方法和优化设计提供了参考。但是，捕获速度过大会对直升机探杆造成较大冲击力，而较小的链条张紧力会降低系统传动效率，影响直升机校直作业，因此，如何设置合理的工作条件，以兼顾捕获性能、冲击力以及传动效率还需进一步研究。

参考文献：

[1]　TAYMOURTASH N, ZAGAGLIA D, ZANOTTI A, et al. Experimental Study of a Helicopter Model in Shipboard Operations[J]. Aerospace Science and Technology,

2021，115：106774.

[2] 王倩，赵丁选，赵颖，等. 舰载直升机复杂舰面上的动力学分析[J]. 吉林大学学报(工学版)，2017，47(4)：1109-1113.
WANG Qian，ZHAO Dingxuan，ZHAO Ying，et al. Dynamic Analysis of Carrier Helicopter on Complex Deck[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)，2017，47(4)：1109-1113.

[3] 伍恒，谭大力，李启军，等. 国外舰载直升机助降与牵引装备综合性能对比分析[J]. 舰船科学技术，2021，43(23)：185-189.
WU Heng，TAN Dali，LI Qijun，et al. Comparative Analysis on Comprehensive Performance of Foreign Shipborne Helicopter Assist Secure and Traverse Equipment[J]. Ship Science and Technology，2021，43(23)：185-189.

[4] ZHANG Z，LIU Q，ZHAO D，et al. Research on Shipborne Helicopter Electric Rapid Secure Device：System Design，Modeling，and Simulation[J]. Sensors，2022，22(4)：1514.

[5] 张宏军，蔡斌，张春燕，等. 一种海上作业直升机的安全快速回收及放飞系统及方法：CN109398735A[P]. 2019-03-01.
ZHANG Hongjun，CAI Bin，ZHANG Chunyan，et al. A Safety and Rapid Recovery and Launch System and Method for Offshore Operation Helicopters：CN109398735A[P]. 2019-03-01.

[6] 赵丁选，张祝新，孙志国，等. 一种海上作业直升机快速系留装置的液压系统及控制方法：CN114688114A[P]. 2022-07-01.
ZHAO Dingxuan，ZHANG Zhuxin，SUN Zhiguo，et al. Hydraulic System and Control Method for a Rapid Mooring Device for Offshore Operation Helicopters：CN114688114A[P]. 2022-07-01..

[7] ZHANG Z，LI W，ZHAO D，et al. Research on Reliability Growth of Chain Transmission System in Rapid Secure Device of Shipborne Helicopter[J]. IEEE Access，2023，11：3198-3207.

[8] 郭秦阳，施光林，何常玉，等. 蓄能器变压力供油电液位置控制系统的复合补偿控制[J]. 液压与气动，2016，40(9)：1-9.
GUO Qinyang，SHI Guanglin，HE Changyu，et al. Compound Compensation Control for the Electro-hydraulic Position Control System Supplied with Oil by Variable-pressure Accumulators [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics，2016，40(9)：1-9.

[9] GUO Q，SHI G，WANG D. Adaptive Composite Fuzzy Dynamic Surface Control for Electro-hydraulic-system，with Variable-supply-pressure[J]. Asian Journal of Control，2020，22(1)：521-535.

[10] 王彤，张振，吕峰. 基于AMESim机载导弹液压弹射机构仿真研究[J]. 机床与液压，2021，49(2)：113-116.
WANG Tong，ZHANG Zhen，LYU Feng. Simulation Research of Aircraft Missile Hydraulic Catapult Mechanism Based on AMESim [J]. Machine Tool & Hydraulics，2021，49(2)：113-116.

[11] 阎耀保，李双路，陆畅，等. 并联双杆液压缸偏载力和径向力分析[J]. 中南大学学报(自然科学版)，2020，51(6)：1509-1517.
YIN Yaobao，LI Shuanglu，LU Chang，et al. Analysis of Offset Load Force and Radial Force of Parallel Double Rods Hydraulic Cylinder[J]. Journal of Central South University (Science and Technology)，2020，51(6)：1509-1517.

[12] 王威，张腾，杨文庆，等. 刚柔耦合链啮合传动系统的动力学建模与振动失效分析[J]. 振动与冲击，2024，43(18)：278-286.
WANG Wei，ZHANG Teng，YANG Wenqing，et al. Dynamics Modeling and Vibration Failure Analysis of a Rigid-flexible Coupled Chain Meshing Drive System[J]. Journal of Vibration and Shock，2024，43(18)：278-286.

[13] DAI K，ZHU Z，SHEN G，et al. Modeling and Adaptive Tension Control of Chain Transmission System with Variable Stiffness and Random Load[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics，2022，69(8)：8335-8345.

[14] 杨玉虎，刘晓玲，张策，等. 套筒滚子链的动力学建模研究[J]. 中国机械工程，2005，16(16)：1474-1477.
YANG Yuhu，LIU Xiaoling，ZHANG Ce，et al. Investigation on the Dynamic Modeling of Sleeve Roller Chain[J]. China Mechanical Engineering，2005，16(16)：1474-1477.

[15] YANG J，FENG Z，GAO H，et al. Multibody Dynamics Analysis of a Silent Chain Drive Timing System[J]. Journal of Mechanical Science and Technology，2023，37(4)：1653-1664.

[16] 王凯，李勇，田楠，等. 高速连续强冲击下的滚子链动力学特性研究[J]. 振动与冲击，2022，41(15)：280-286.
WANG Kai，LI Yong，TIAN Nan，et al. Dynamic Characteristics of Roller Chain under High-speed Continuous Strong Impact[J]. Journal of Vibration and Shock，2022，41(15)：280-286.

[17] MAEDA Y，HARATA K，IWASAKI M. A Friction Model-based Frequency Response Analysis for Frictional Servo Systems[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics，2018，14(11)：5146-5155.

[18] JIA T，LIU J，WANG Y，et al. An Improved LuGre Friction Model and Its Parameter Identification of Structural Interface in Thermal Environment[J]. Mechanical Systems and Signal Processing，2024，216：111468.

[19] MAHMOUDKHANI S，GORENSTEIN J，AHMADI K. A New Iterative Identification Algorithm for Estimating the LuGre Friction Model Parameters[J]. Mechanism and Machine Theory，2024，203：105797.

[20] 田天赐，贾军庆，师素双，等. 计入剪切速率与含气率的润滑油黏温特性研究[J]. 润滑与密封，2024，49(8)：160-167.
TIAN Tianci，JIA Junqing，SHI Sushuang，et al. Study on Viscosity-temperature Characteristics of Lubricating Oil Considering Shear Rate and Void Fraction[J]. Lubrication Engineering，2024，49(8)：160-167.

[21] 黄河，毛阳，孙永宾，等. YH-15航空液压油的黏温特性测试与分析[J]. 兵工自动化，2015，34(5)：42-43.
HUANG He，MAO Yang，SUN Yongbin，et al. Test and Analysis of YH-15 Aviation Hydraulic Oil Viscosity-temperature Characteristics[J]. Ordnance Industry Automation，2015，34(5)：42-43.

（编辑 袁兴玲）

作者简介：王立新*（通信作者），男，1988年生，讲师。研究方向为海上作业直升机安全保障、自抗扰控制、液压伺服控制。E-mail：wlx@ysu.edu.cn。

本文引用格式：

王立新，程瑞，赵丁选，等. 海上作业直升机液压助降装置捕获快速性分析[J]. 中国机械工程，2026，37(10)：2594-2602.

WANG Lixin，CHENG Rui，ZHAO Dingxuan，et al. Capture Speed Analysis of Hydraulic Landing Assist Device for Shipborne Helicopter[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(10)：2594-2602.