



تحلیل نیرو و تنش دستگاه پرس دومرحله در کاربرد با قالب متعلق به پرس یک‌مرحله

کاوه صفوی گردینی^{۱*}، ایمان مقیمی^۲، بهرام یاقوتی^۱، حسن سالاریه^۳، آریا الستی^۴

^۱دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی، مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

^۲دانشجوی کارشناسی، دانشکده مهندسی، مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

^۳دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

^۴استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۱/۱۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۴/۲۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۹/۲۲

چکیده

دستگاه‌های پرس صنعتی از نظر مکانیزم به دو گروه اصلی تک‌عمله (تک‌مرحله) و دوعمله (دومرحله) تقسیم می‌شوند. دستگاه پرس تک‌عمله، یک مکانیزم اصلی دارد که سنبه را هدایت می‌کند. پرس دوعمله، علاوه بر مکانیزم ذکر شده، دارای مکانیزم ورق‌گیر نیز هست. قالب دستگاه دوعمله، وزن و در نتیجه هزینه بالاتری نسبت به قالب دستگاه تک‌عمله دارد. در برخی از موارد، قالب کوچک پرس تک‌عمله را برای پرس دوعمله به کار می‌گیرند، در این صورت، مکانیزم ورق‌گیر بی‌استفاده شده و پرس عملاً تک‌عمله می‌شود. هدف این پژوهش، بررسی دینامیکی و تحلیل سازه‌ای حالت اخیر است. در این مقاله، ابتدا برای بررسی سینماتیک مکانیزم، مدل‌سازی ریاضی آن انجام می‌شود. در ادامه، تحلیل نیرویی مکانیزم دوعمله با قالب استاندارد و قالب کوچک حالت تک‌عمله انجام می‌شود. این پژوهش با تحلیل تنش این دو حالت پایان می‌یابد. در انتهای این بررسی، مشخص شد که به کار بردن قالب پرس تک‌عمله برای پرس دوعمله، نیروها و تنش‌های وارد به مفاصل مکانیزم سنبه‌زن پرس را نسبت به حالت معمول، افزایش چشم‌گیری می‌دهد؛ بنابراین، به کار بردن قالب‌های تک‌عمله علی‌رغم کاهش هزینه‌های ساخت قالب، امکان خرابی و شکست رابط‌بندی پرس را بالا برده، در نتیجه، به هزینه‌های تعمیر و نگهداری دستگاه پرس خواهد افزود.

کلمات کلیدی: پرس دوعمله؛ قالب پرس تک‌عمله؛ مکانیزم سنبه‌زن؛ تحلیل تنش.

Force and Tensile Analysis of Double-Press Machine in use with Single-Action Die Press

K. Safavi^{1,*}, B. Yaghooti¹, I. Moghimi², H. Salarieh³, and A. Alasty⁴

¹M.Sc. Student, Mech. Eng., Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

²B.Sc. Student, Mech. Eng., Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

³Assoc. Prof., Mech. Eng., Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

⁴Prof., Mech. Eng., Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

Abstract

Industrial press units are divided into two primary groups, single-action and double-action. A single-action press unit has a mechanism that guides drawing slide. A double-action press unit has a blank holder mechanism as well. A double-action press die has more weight and is more expensive than a single-action one. For the following reasons, single action die, uses for double action press that blank holder mechanism is not in use in this situation and unit changes to single action. The conclusion of this work is the dynamics and stress analysis of the later state. In this work, for a kinematics analysis, a mathematical model of the mechanism is presented. Later, a dynamics analysis of the double-action mechanism with a standard die and with a small die of a single-action state is provided. This work is concluded by the stress analysis of the two states. Conclusions yield that the use of a single-action die for a double-action press increases the force and stress in the ram mechanism joints. Thus this usage in the double-action press increases the failure chance in the press mechanism.

Keywords: Double Action Press; Single Action Press Die; Ram Mechanism; Stress Analysis.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۹۱۰۹۲۱۳۶۴۴

آدرس پست الکترونیک: safavi_kave@mech.sharif.edu

۱- مقدمه

وظیفه پرس، انتقال نیرو و حرکت با هدف شکل‌دهی یا سوراخ‌کاری یک قطعه کار است. دو شاخه اصلی پرس‌ها، پرس مکانیکی و پرس هیدرولیکی هستند. سرعت کاری در پرس‌های مکانیکی بالاتر است، اما کنترل سرعت در پرس‌های هیدرولیکی بهتر صورت می‌گیرد. پرس‌ها از نقطه نظر تعمیر و نگهداری بسیار مورد توجه‌اند؛ زیرا علاوه بر هزینه بالای خرید، نقش حیاتی در خط تولید دارند؛ بنابراین هرگونه تغییر در شرایط کاری از حالت طراحی شده، نیازمند تحلیل کامل سازه‌ای به منظور جلوگیری از خرابی احتمالی خواهد بود.

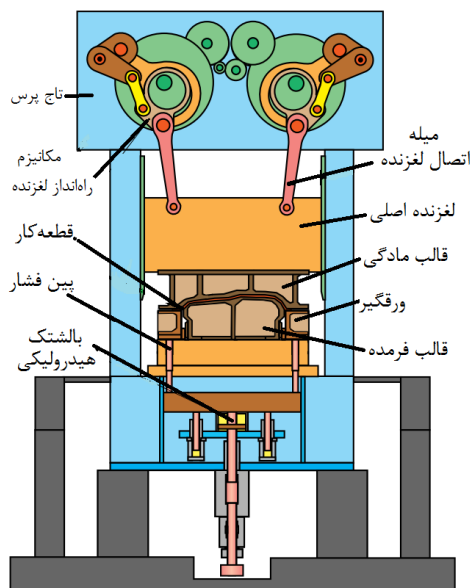
پرس‌های مکانیکی به دلیل سرعت بالا در تولید و عملکرد مناسب، کاربرد گسترده‌ای در صنعت فرم‌دهی ورق‌های فلزی پیدا کرده‌اند. این پرس‌ها، معمولاً به دو گروه تک‌عمله^۱ و دوعمله^۲ تقسیم می‌شوند. در گروه اول، تنها یک مکانیزم اصلی به نام سنبه‌زن^۳ وجود دارد. هزینه استفاده و تعمیر و نگهداری این گروه به دلیل کوچک بودن قالب، پایین‌تر است. در گروه دوم، به مکانیزم سنبه‌زن، مکانیزم ورق‌گیر^۴ اضافه می‌شود که با نگه داشتن ورق، باعث بهبود فرآیند شکل‌دهی می‌شود. این پرس‌ها به دلیل اضافه شدن مکانیزم ورق‌گیر، قالب‌های بزرگتری نیاز دارند. معمولاً در پرس‌های تک‌عمله، قالب را روی بالشک نیوماتیکی^۵ یا هیدرولیکی^۶ قرار می‌دهند [۱]. در این حالت، همانند شکل ۱ مکانیزم ورق‌گیر روی بالشک قرار می‌گیرد.

مزایا و معایب هر یک از این پرس‌ها، در مراجع مختلفی ذکر شده است [۲].

پرس‌های مکانیکی، از جمله موضوعات مورد توجه محققان بوده است. برخی از آنها به نیروهای وارد بر پرس پرداخته‌اند، همانند باقر زاده و حیدری که به منظور جلوگیری از ایجاد چین و چروک در ورق، برای نیروی ورق‌گیر بازه‌ای بهینه تعیین کرده‌اند [۳]. اما تعداد زیادی از محققان به سینماتیک پرس پرداخته‌اند. یکی از کامل‌ترین مدل‌های ریاضی پرس توسط هوانگ^۷ و چیو^۸ با استفاده از

روش فزاینده لاگرانژ^۹ ارائه شده است [۴]. سوگ^{۱۰} در پی گرفتن خروجی مطلوب از مکانیزم پرس، رابط ورودی را با رابطی با طول متغیر جایگزین کرد [۵].

ظهور و درگی، به بهینه‌سازی سینماتیکی مکانیزم پرس دوعمله، در جهت افزایش سرعت تولید و کیفیت فرم‌دهی پرداختند. مکانیزم حاصل، فرم آرام‌تر و کارایی بالاتری را نسبت به مکانیزم رایج ارائه می‌دهد. قابلیت تحمل نیروی زیاد در نقطه مرگ پایین، فضای اشغال شده مناسب و قابلیت استفاده در پرس‌های دوعمله از مزایای دیگر مکانیزم ارائه شده هستند [۶]. تسو^{۱۱} و لیانگ^{۱۲} نیز، تحقیقات فراوانی روی مکانیزم‌های پرس انجام داده‌اند. این تحقیقات در جهت رسیدن به مکانیزمی با سرعت فرم‌دهی پایین و زمان ماندن در نقطه سکون طولانی بود. آن‌ها در نهایت به مکانیزمی ۹ رابط رسیده‌اند که توانایی بالایی در انتقال نیرو دارد و در نقطه مرگ پایین مکانیزم، پایداری قابل قبولی ارائه می‌دهد [۷].



شکل ۱- پرس تک‌عمله همراه با بالشک هیدرولیکی [۱]

¹ Single-Action

² Double-Action

³ Ram Mechanism

⁴ Blank Holder Mechanism

⁵ Pneumatic Cushion

⁶ Hydraulic Cushion

⁷ Hwang

⁸ Chiou

⁹ Lagrange Multiplier Method

¹⁰ Soong

¹¹ Tso

¹² Liang

توسط بالشتک، نیروی وارد شده از طرف بالشتک به مکانیزم قابل تنظیم است [۱۴]. در برخی صنایع این تغییر، منجر به بروز خرابی و کاهش عمر دستگاه پرس شده است. مقاله پیش‌رو، تحلیل سازه‌ای کاملی برای پرس دوعمله ۲۰۰۰ تن موجود در یکی از این صنایع^۷ ارائه می‌دهد.

این بررسی با تحلیل سینماتیک پرس آغاز می‌شود و پس از آن دینامیک پرس مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در پایان، تحلیل نتایج، بحث و نتیجه‌گیری ارائه می‌شود.

۲- بررسی سینماتیک پرس

در این بخش، ابتدا زنجیره سینماتیکی^۸ مکانیزم‌های سنبه‌زن و ورق‌گیر نشان داده می‌شود و سپس روش محاسبه جابجایی، سرعت و شتاب زاویه‌ای مکانیزم ورق‌گیر بیان خواهد شد. به دلیل محدودیت و مشابهت روش، از آوردن معادلات مکانیزم سنبه‌زن صرف نظر شده است. پس از به دست آوردن معادلات سینماتیکی با استفاده از حل عددی، منحنی‌های سرعت و شتاب لینک‌های مکانیزم پرس، به دست خواهند آمد.

۲-۱- زنجیره سینماتیکی

در ادامه زنجیره سینماتیکی دو مکانیزم آورده شده است.

۲-۱-۱- مکانیزم ورق‌گیر

نام‌گذاری رابط‌های مکانیزم به همراه مدل ریاضی در شکل ۲ آمده است. از روشی متداول در نام‌گذاری رابط‌ها و مفاصل استفاده شده است، بدین ترتیب که شماره‌گذاری در رابط‌ها از لینک ورودی ۱ شروع و به لینک خروجی ۷ خاتمه می‌یابد. نام هر مفصل از دو رابط متصل به آن گرفته می‌شود، برای مثال، مفصل ۲۳ بین دو رابط ۲ و ۳ قرار می‌گیرد. نام‌گذاری مفاصل به همراه شماتیک مکانیزم ورق‌گیر در شکل ۳ نشان داده شده است.

یوسیفون^۱ و شیوپوری^۲ مکانیزم‌های سینماتیکی مختلفی مختلفی را برای راه‌اندازی پرس دوعمله به کار بردند و در نهایت به مکانیزمی دست یافتند که باعث می‌شود، لغزنده سنبه در طول فرآیند شکل‌دهی ورق، نیروی ثابتی به ورق اعمال کند و بدین ترتیب، پرس مکانیکی را برای فرآیندهایی چون کشش عمیق و اکستروژن مناسب کند [۸]. آنها در ادامه تحقیقات خود، به کمک تحلیل عددی، مکانیزم خود را بهبود بخشیدند. با این اصلاحات، نیرو و سرعت در ناحیه کاری پرس تقریباً ثابت شد [۹]. چان‌هام^۳ و دونگ‌جانگ^۴ نیز با هدفی مشابه، تحقیقاتی صورت دادند و مکانیزم لنگ قوسی با پین راهنما را طراحی کردند. این مکانیزم می‌تواند پرس را با سرعتی در حد ۲/۵ برابر سرعت معمول پرس راه‌اندازی کند، که به نرخ تولید بالا منجر می‌شود [۱۰].

چون دقت پرس با صلبیت آن رابطه مستقیمی دارد، محققانی همچون چوال^۵ و سچورا^۶ سعی کردند با اصلاح کردن قسمتی از مکانیزم پرس، صلبیت مکانیزم را بالا ببرند. آنها قسمت‌هایی از پرس را که تحت کرنش بالایی قرار می‌گرفت، طراحی مجدد کردند و توانستند صلبیت را تا ۷/۵ درصد افزایش دهند [۱۱]. این دو محقق در ادامه پژوهش‌های خود، راهکارهایی برای تشخیص و حذف نقاط تمرکز تنش ارائه کردند تا قابلیت اطمینان پرس را بالا ببرند [۱۲].

فضل‌یاب و تاش، سینماتیک و دینامیک مکانیزم پرس دوعمله را مورد مطالعه قرار داده‌اند و تحلیل تنش کل پرس را بررسی کرده‌اند [۱۳].

یکی از تغییرات متداول در شرایط کاری پرس‌های مکانیکی، استفاده از قالب‌های کوچک حالت تک‌عمله برای پرس‌های دوعمله است. این عمل، از یک سو باعث کاهش هزینه قالب می‌شود، از سوی دیگر، باعث تغییر در نیروهای وارد بر مکانیزم سنبه شده و با حذف مکانیزم ورق‌گیر سبب از دست دادن مزایای این مکانیزم در فرآیند شکل‌دهی می‌شود. در این حالت، قالب را روی بالشتک نیوماتیکی یا هیدرولیکی قرار می‌دهند تا از ایجاد نیروی ناگهانی و چروکیده شدن ورق جلوگیری شود. با تنظیم پروفیل فشار

^۱ Yossifon

^۲ Shivpuri

^۳ Chan Ham

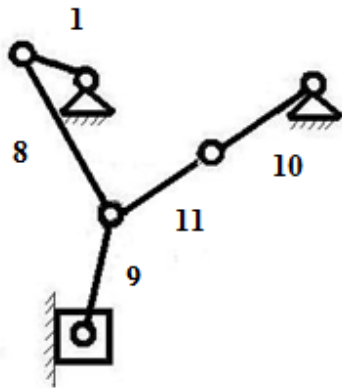
^۴ Dong jang

^۵ Chval

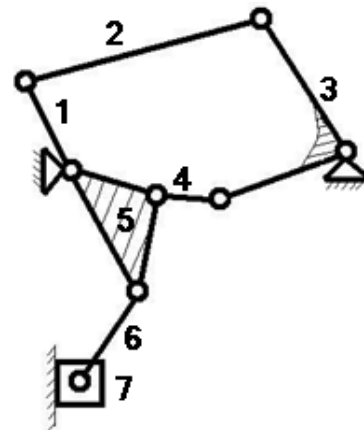
^۶ Cechura

^۷ شرکت صنعتی ایران خودرو

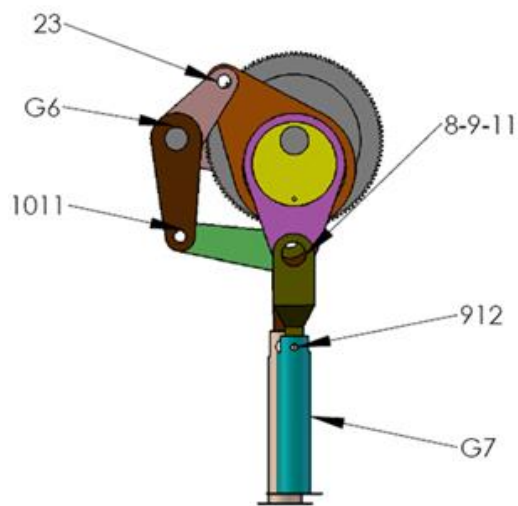
^۸ Kinematic Chain



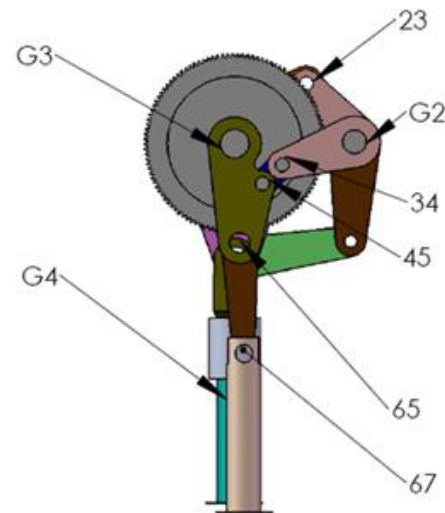
شکل ۴- زنجیره سینماتیکی مکانیزم سنبه‌زن



شکل ۲- زنجیره سینماتیکی مکانیزم ورق‌گیر



شکل ۵- مکانیزم سنبه‌زن



شکل ۳- مکانیزم ورق‌گیر

۲-۲- فرضیات

تمامی طول لینک‌ها و زوایا معلوم فرض می‌شود. مقادیر طول لینک‌ها در جدول ۱ آمده است. لنگ اصلی با سرعت زاویه‌ای ثابت دوران می‌کند.

۳-۲- محاسبه پارامترهای سینماتیکی

در ادامه نحوه به دست آوردن معادلات سینماتیکی مکانیزم ورق‌گیر آورده شده است [۱۵]. معادلات مکانیزم سنبه‌زن کاملاً مشابه است، لذا از آوردن آن‌ها خودداری شده است.

۲-۱-۲- مکانیزم سنبه‌زن

این مکانیزم، مطابق شکل ۴ از دو مکانیزم چهارمیله‌ای و یک مکانیزم لنگ^۱ و لغزنده^۲ تشکیل شده است. نام‌گذاری رابط‌ها مانند، مکانیزم ورق‌گیر است و به همراه مدل ریاضی در شکل ۴ آمده است. در شکل ۵ نیز، نام‌گذاری مفاصل مکانیزم سنبه‌زن و شکل شماتیک آن آمده است.

^۱ Crank
^۲ Slider

در روابط (۳-۱)، ε بیانگر میزان جابجایی در موقعیت لغزنده ورق‌گیر (خروج از مرکز)، زاویه ثابت بین لینک‌های r_3 و r'_3 و بالاخره γ زاویه‌ی بین لینک‌های r_5 و r'_5 است. در روابط (۲) و (۳)، زوایای رابط‌های ۲ و ۳ و ۴ و ۵ و ۶ و γ (موقعیت لغزنده)، مجهول و سایر پارامترها معلوم می‌باشند.

۲-۳-۲- بررسی سرعت زاویه‌ای مکانیزم ورق‌گیر

در این مرحله کافی است که از معادلات (۱)، (۲) و (۳) نسبت به زمان مشتق گرفته شود [۱۶ و ۱۹]. پس از مشتق‌گیری از معادله (۱) داریم:

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \end{bmatrix} = \frac{\begin{bmatrix} l_3 \sin \theta_3 & -l_3 \cos \theta_3 \\ -l_2 \sin \theta_2 & l_2 \cos \theta_2 \end{bmatrix}}{l_2 l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} X \begin{bmatrix} -l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \\ -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

در این مورد می‌توان به راحتی سرعت زاویه‌ای لینک‌های ۲ و ۳ را از طریق حل یک دستگاه معادلات خطی به دست آورد [۱۸]. جهت استخراج سرعت زاویه‌ای لینک‌های ۴ و ۵ از معادله (۳) مشتق می‌گیریم:

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_5 \\ \dot{\theta}_4 \end{bmatrix} = \frac{\begin{bmatrix} -l_4 \sin \theta_4 & l_4 \cos \theta_4 \\ -l'_5 \sin(\theta_5 + \gamma) & l'_5 \cos(\theta_5 + \gamma) \end{bmatrix}}{l_4 l'_5 \sin(\theta_5 + \gamma - \theta_4)} X \begin{bmatrix} l'_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \alpha - \pi) \\ l'_3 \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \alpha - \pi) \end{bmatrix} \quad (5)$$

سرعت زاویه‌ای لینک شماره ۶ و نیز سرعت خطی لغزنده از معادله (۶) بدست می‌آید:

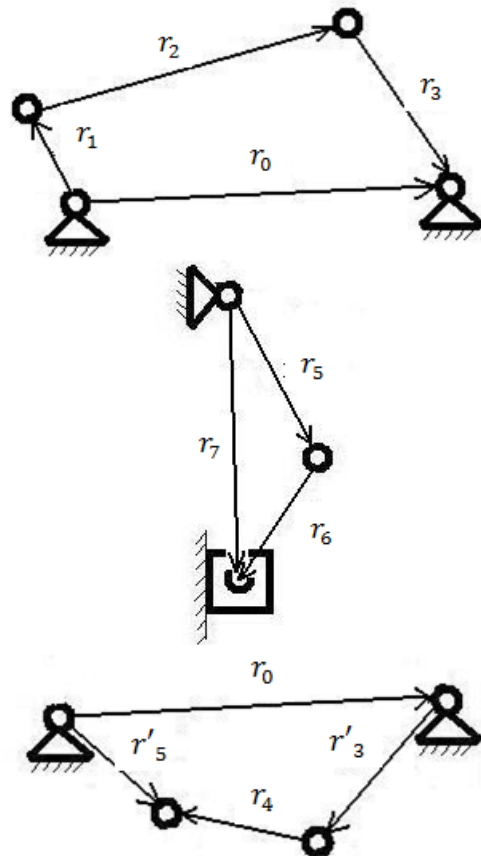
$$\begin{aligned} \dot{\theta}_6 &= \frac{l_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5}{-l_6 \sin \theta_6} \\ \dot{y}_{outer} &= -l_6 \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 - l_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5 \\ \varepsilon = cte &\rightarrow \dot{\varepsilon} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

۲-۳-۳- بررسی شتاب زاویه‌ای مکانیزم ورق‌گیر

در این مرحله، کافی است که از معادلات سرعت نسبت به زمان مشتق گرفته شود و به طور مشابه با حل دستگاه معادلات خطی می‌توان شتاب زاویه‌ای کلیه لینک‌ها را به دست آورد [۱۸].

شتاب زاویه‌ای لینک‌های ۲ و ۳ در معادله (۷) و شتاب زاویه‌ای لینک‌های ۴ و ۵ در معادله (۸) و شتاب زاویه‌ای لینک ۶ و شتاب لغزنده در معادله (۹) آمده است.

۲-۳-۱- بررسی جابجایی زاویه‌ای مکانیزم ورق‌گیر
با توجه به زنجیره سینماتیکی، می‌توان مطابق شکل ۶ برای هر لینک، یک بردار با طول ثابت در نظر گرفت. می‌توان با ایجاد حلقه‌های کوچک و استفاده از جبر اعداد مختلط، معادلات زیر را نوشت [۱۶ و ۱۷].



شکل ۶- نمایش برداری زنجیره سینماتیکی مکانیزم ورق‌گیر

$$\begin{aligned} \vec{r}_1 + \vec{r}_2 + \vec{r}_3 &= \vec{r}_0 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 + l_3 \sin \theta_3 &= l_0 \sin \theta_0 \\ l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 + l_3 \cos \theta_3 &= l_0 \cos \theta_0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \vec{r}'_5 &= \vec{r}_0 + \vec{r}_4 + \vec{r}'_3 \\ l'_5 \sin(\theta_5 + \gamma) &= l_0 \sin \theta_0 + l_4 \sin \theta_4 \\ &\quad + l'_3 \sin(\theta_3 + \alpha - \pi) \\ l'_5 \cos(\theta_5 + \gamma) &= l_0 \cos \theta_0 + l_4 \cos \theta_4 \\ &\quad + l'_3 \cos(\theta_3 + \alpha - \pi) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \vec{r}'_5 + \vec{r}'_6 &= \vec{r}'_7 \\ l_5 \sin \theta_5 + l_6 \sin \theta_6 &= -y \\ l_5 \cos \theta_5 + l_6 \cos \theta_6 &= \varepsilon \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix} = \frac{\begin{bmatrix} l_3 \sin \theta_3 & -l_3 \cos \theta_3 \\ -l_2 \sin \theta_2 & l_2 \cos \theta_2 \end{bmatrix}}{l_2 l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \begin{bmatrix} l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + l_3 \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 - (l_1 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_1 - l_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1) \\ -l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - l_3 \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 + (-l_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 + l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1) \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{\theta}_5 \\ \ddot{\theta}_4 \end{bmatrix} = \frac{\begin{bmatrix} -l_4 \sin \theta_4 & l_4 \cos \theta_4 \\ -l'_5 \sin(\theta_5 + \gamma) & l'_5 \cos(\theta_5 + \gamma) \end{bmatrix}}{l_4 l'_5 \sin(\theta_5 + \gamma - \theta_4)} X$$

$$\begin{bmatrix} l'_5 \dot{\theta}_5^2 \sin(\theta_5 + \gamma) - l_4 \dot{\theta}_4^2 \sin \theta_4 - (l'_3 \ddot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \alpha - \pi) - l'_3 \dot{\theta}_3^2 \sin(\theta_3 + \alpha - \pi)) \\ -l'_5 \dot{\theta}_5^2 \cos(\theta_5 + \gamma) + l_4 \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 - (-l'_3 \ddot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \alpha - \pi) + l'_3 \dot{\theta}_3^2 \cos(\theta_3 + \alpha - \pi)) \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\ddot{\theta}_6 = \frac{-l_6 \dot{\theta}_6^2 \cos \theta_6 - l_5 \ddot{\theta}_5 \sin \theta_5 - l_5 \dot{\theta}_5^2 \cos \theta_5}{l_6 \sin \theta_6}$$

$$\ddot{y}_{outer} = -l_5 \ddot{\theta}_5 \cos \theta_5 + l_5 \dot{\theta}_5^2 \sin \theta_5 + l_6 \dot{\theta}_6^2 \sin \theta_6 - l_6 \ddot{\theta}_6 \cos \theta_6 \quad (9)$$

مکانیزم سنبه‌زن نیز هنگام فرآیند شکل‌دهی ایجاد می‌شود. بدست آوردن این دو نیرو در حالت تحلیلی، بسیار مشکل است. معمولاً دستگاه‌های پرس، دارای سنسورهای نیرویی هستند که این نیروها را اندازه‌گیری می‌کنند. این اندازه‌گیری در یکی از پرس‌های موجود^۲ نشان می‌دهد که نیروی وارد شده به مکانیزم ورق‌گیر در بالاترین حد ۱۳۵۰ کیلو نیوتن و نیروی وارد شده به مکانیزم سنبه زن در بالاترین حد به ۴۶۵۰ کیلو نیوتن می‌رسد. منحنی این نیروها در شکل ۱۱، نشان داده شده است.

در معادلات بالا، y_{outer} ، نشان‌دهنده موقعیت لغزنده مکانیزم سنبه‌زن است.

۳- بررسی دینامیک پرس

در تحلیل دینامیک پرس، نیروهای اینرسی نیز نقش دارند که با داشتن شتاب مرکز جرم رباط‌ها، این نیروها به دست آمده‌اند. در مرحله بعد، نیروی ایجاد شده در هر اتصال که اهمیت بالایی در این تحقیق دارد، بدست آمده، در نهایت نیز نتایج، تحلیل و بررسی شده‌اند.

۳-۱- فرضیات

در تحلیل دینامیک برای ساده‌سازی جرم، هر رباط را به صورت یکنواخت در نظر می‌گیریم [۱۹]. چون لغزنده‌های مکانیزم سنبه‌زن (رابط ۷) و لغزنده مکانیزم ورق‌گیر (رابط ۱۲) حرکت چرخشی ندارند، بنابراین از لختی دورانی آن‌ها صرف‌نظر می‌شود [۱۹]. مشخصات دینامیکی تمامی لینک‌ها در جدول ۱ آمده است.

۳-۲- نیروهای وارد شده به مکانیزم پرس

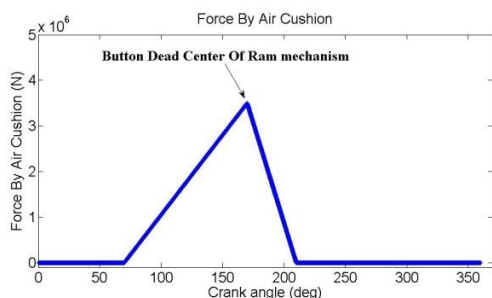
نیروی ایجاد شده هنگام فرآیند پرس‌کاری ورق، اصلی‌ترین نیروی وارد شده به مکانیزم است. وقتی ورق در زیر پرس قرار داده می‌شود، ابتدا مکانیزم ورق‌گیر آنرا نگه می‌دارد و پس از آن مکانیزم، سنبه‌زن فرآیند شکل‌دهی را انجام می‌دهد. نیروی وارد شده به مکانیزم ورق‌گیر، همان نیرویی است که برای نگه داشتن ورق لازم است. این عمل، باعث جلوگیری از چروکیدگی و پاره شدن ورق می‌شود [۲۰]. نیروی وارد شده به

جدول ۱- مشخصات دینامیکی لینک‌ها

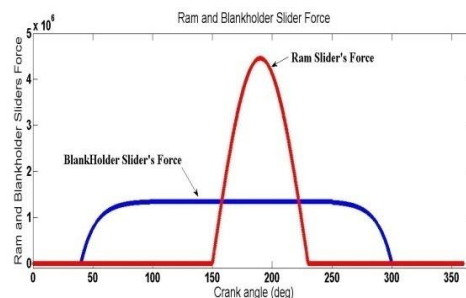
رابط	طول (m)	جرم (kg)	لختی دورانی (Kg.m ²)
رابط اصلی	۰/۴۹	۶۳۳	۱۳
۲	۱/۹۶	۲۵۳۰	۸۱۰
۳	۱/۳۲	۱۷۱۰	۲۳۷۰
۴	۰/۴۹	۶۳۰	۱۳
۵	۱/۷۲	۲۲۲۰	۵۴۰
۶	۱/۹۱	۲۴۷۰	۷۵۰
۷ لغزنده	-	۲۵۳۰	-
۸	۱/۵۲	۱۹۶۰	۳۸۰
۹	۱/۶۷	۲۱۵۰	۵۰۰
۱۰	۱/۷۲	۲۲۲۰	۵۴۰
۱۱	۲	۲۶۰۰	۸۷۰
۱۲ لغزنده	-	۲۵۳۰	-

^۲ موجود در شرکت صنعتی ایران خودرو- بخش تولید درب خودرو

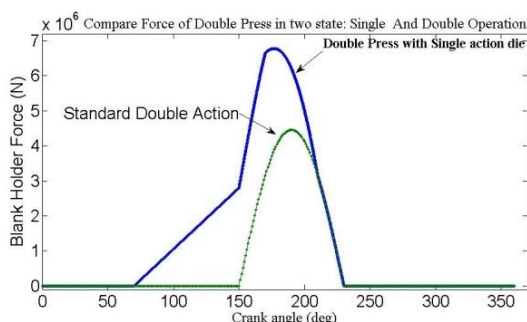
^۱ Mass Moment of Inertia



شکل ۱۲- نیروی وارد شده بر مکانیزم سنبه‌زن از طرف بالشتک نیوماتیکی در حالت تک‌عمله



شکل ۱۱- منحنی نیروی وارد بر مکانیزم سنبه‌زن (منحنی قرمز) و نیروی وارد بر مکانیزم ورق‌گیر (منحنی آبی)



شکل ۱۳- مقایسه نیروی وارد بر مکانیزم سنبه‌زن با قالب کوچک به همراه بالشتک (آبی) و حالت دو عمله (سبز)

همانطوری که ذکر شد، در برخی از موارد، در پرس دو عمله، از قالب کوچکتری نسبت به حالت استاندارد پرس استفاده می‌شود. در این حالت، مکانیزم ورق‌گیر نمی‌تواند عمل نگه‌داشتن ورق را انجام دهد و عملاً در فرآیند شکل‌دهی نقشی ندارد و به آن نیرویی وارد نمی‌شود. در این حالت، این احتمال وجود دارد که ورق هنگام فرآیند شکل‌دهی چروکیده شود. برای حل این مشکل، از یک بالشتک هوا در زیر قالب استفاده می‌شود. با وجود این بالشتک، قالب حدود ۱۵ سانتی‌متر بالاتر از نقطه مرگ سنبه (انتهای کورس سنبه) قرار می‌گیرد.

فرآیند به این صورت است که ورق روی قالب قرار می‌گیرد، زمانی که سنبه به ۱۵ سانتی‌متری انتهای کورس خود می‌رسد، فرآیند شکل‌دهی شروع می‌شود و پس از آن قالب و بالشتک توسط سنبه پایین می‌آیند. اصلی‌ترین تفاوتی که با حالت قبل داریم، اضافه شدن نیروی بالشتک هوا به مکانیزم سنبه‌زن است. نیروی بالشتک با جابه‌جایی متناسب است و مقدار آن از صفر در ابتدای حرکت تا ۳۵۰۰ کیلو نیوتن تغییر می‌کند. در واقع این، نیروی اضافه بالشتک هواست که تحلیل در حالت اخیر را لازم می‌کند. این نیرو در شکل ۱۲ نشان داده شده است.

برای سادگی کار، نیروی لازم برای فرآیند شکل‌دهی ورق را در دو حالت یکسان در نظر گرفته، نیروی بالشتک خطی فرض می‌شود [۱]. برای به دست آوردن نیروی وارده شده به لغزنده مکانیزم سنبه‌زن، نیروی پرسکاری و بالشتک هوا با هم جمع می‌شوند. منحنی آبی‌رنگ در شکل ۱۳، جمع دو نیرو را نشان می‌دهد. به منظور مقایسه، منحنی نیروی پرس دو عمله با قالب استاندارد نیز به رنگ سبز در شکل ۱۲ نشان داده

شده است. همان‌طور که پیش‌بینی می‌شود، نیروی وارد بر مکانیزم در حالت تک‌عمله به خاطر وجود نیروی بالشتک بزرگتر است.

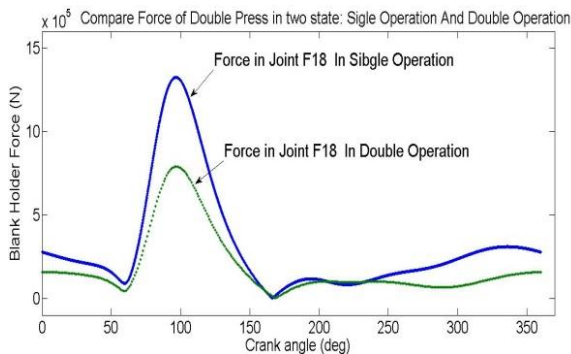
۳-۳- محاسبه نیروهای اتصالات

۳-۳-۱- مراحل محاسبه نیروهای اتصالات

- به دست آوردن شتاب مرکز جرم رابطها با داشتن سرعت و شتاب از بخش دوم
- استخراج نیروهای اینرسی با داشتن جرم و شتاب مرکز جرم رابطها از مرحله قبل
- حل معادلات تعادل نیرو و گشتاور برای تک‌تک رابطها و به دست آوردن نیروهای اتصالات از دستگاه معادلات بدست آمده.

۳-۳-۲- نتایج

به دلیل محدودیت تنها منحنی نیرویی یکی از مفاصل مهم مکانیزم سنبه‌زن (مفصل ۱۸ بین دو رابط ۱ و ۸ شکل ۵)، در



شکل ۱۴- نیروی وارده بر یکی از مفاصل مکانیزم سنبه‌زن

دو عمله، احتمال خرابی رابطها را بالا می‌برد. داده‌های جدول ۲ این نتایج را تأیید می‌کنند.

شکل ۱۴ آورده شده است. بقیه مفاصل، منحنی‌هایی مشابه دارند. حداکثر نیروی وارد شده به هر مفصل در جدول ۲ ارائه شده است. خانه‌های تیره رنگ جدول، مربوط به مکانیزم سنبه زن هستند.

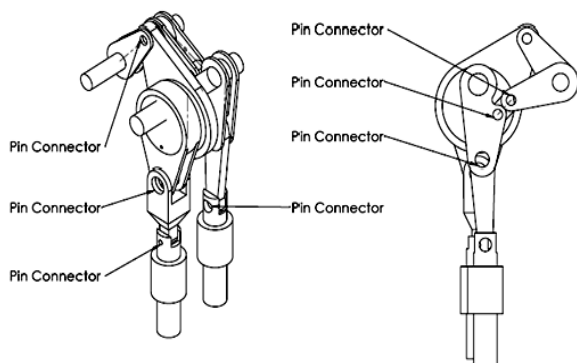
۳-۵- بحث و نتیجه‌گیری

در حالت، تک‌عمله به دلیل اینکه نیروی خارجی به مکانیزم ورق‌گیر اعمال نمی‌شود، نیروی اتصالات نسبت به حالت دو عمله تقریباً قابل صرف نظر و برابر با نیروی اینرسی رابطها است، اما در مورد مکانیزم سنبه‌زن، افزایش قابل ملاحظه‌ای نسبت به حالت دو عمله استاندارد مشاهده می‌شود. این نتایج حاکی از آن است که استفاده از قالب‌های تک‌عمله در پرس

جدول ۲- حداکثر نیروی وارد شده به هر مفصل در دو حالت تک‌عمله و دو عمله

Joint's Force	Double act.	Single act.	Joint's Force	Double act.	Single act.
F12	3.90 MN	1.09 KN	FG2	5.23 MN	8.93 KN
F18	0.79 MN	1.32 MN	FG3	5.77 MN	8.11 KN
F23	3.93 MN	6.47 KN	FG4	2.74 MN	5.24 KN
F34	4.11 MN	7.63 KN	FG5	0.80 MN	1.49 MN
F45	4.05 MN	7.12 KN	FG6	1.20 MN	1.81 KN
F65	3.91 MN	4.69 KN	Fp11	1.26 MN	1.78 KN
F67	3.87 MN	9.15 KN	Fp8	0.74 MN	1.54 MN
F91	0.70 MN	1.34 MN	Fp9	0.63 MN	1.48 MN
F1011	1.12 MN	1.63 KN	Tm	1.33 MN.m	2.11 KN.m
FG1	3.90 MN	3.17 KN	TmR	0.63 MN.m	0.93 MN.m

قید تماس در هم فرو نمی‌روند. قیدهای تماسی مکانیزم در شکل ۱۶ دیده می‌شوند.



شکل ۱۵- قیدهای پین در کل پرس [۱۳]

۴- تحلیل تنش مکانیزم

۴-۱- تعریف قیدها و شرایط مرزی

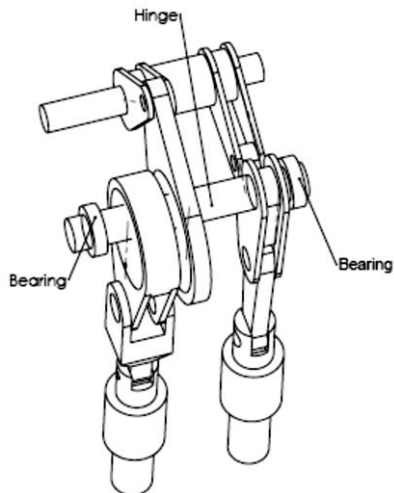
برای اتصال بین رابطها از قید پین اتصال^۱ استفاده شده است. این قید بین هر دو رابط مورد نظر، یک پین مجازی برای انتقال نیرو تعریف می‌کند. فرض شده است پین‌ها صلب هستند؛ زیرا هدف، بررسی تنش در رابطها است [۱۳]. هر چند صلب فرض نمودن پین‌ها دقت تحلیل را کمی پایین می‌آورد، اما مقدار حجم محاسبات را به مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد. این پین‌ها در شکل ۱۵ نشان داده شده‌اند.

بین سطوح در تماس با هم یا سطوحی که ممکن است با هم در تماس قرار گیرند (مانند سطح بیرونی لغزنده‌ها و سطح داخلی راهنماها^۲)، از قید تماس^۳ استفاده می‌شود. سطوح با

^۳Contact

^۱Connector Pin

^۲Guide (Inner & Outer)



شکل ۱۸- قید های مربوط به لنگ اصلی [۱۳]

بدین ترتیب تعریف قیود بین اتصالات و اعمال شرایط مرزی بر مجموعه کامل می شود.

۴-۲- بارگذاری

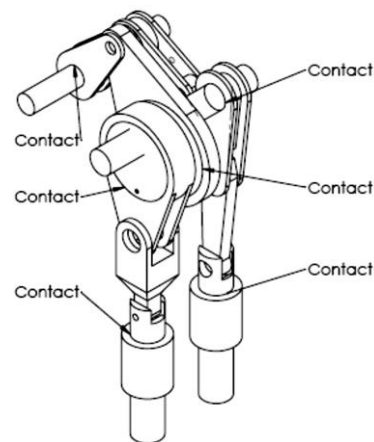
در این مرحله، نیروهای خارجی وارد بر رابط‌های پرس بر مدل اعمال می‌شود. این مقدار برای لغزنده سنبه‌زن در حالت تک‌عمله شده ۶۸۳۰ کیلونیوتن و برای حالت دو‌عمله استاندارد ۱۳۵۰ کیلونیوتن بوده، برای لغزنده ورق‌گیر در حالت دو‌عمله استاندارد ۴۶۵۰ کیلونیوتن است. ورودی دیگر وارد بر مکانیزم، گشتاور موتور به لنگ اصلی است که در بررسی دینامیکی به دست آمده است. این گشتاور، در حالت تک‌عمله برابر ۶۳۰ کیلونیوتن متر و در حالت دو‌عمله، برابر ۹۳۰ کیلونیوتن متر است. پس از اعمال شرایط مرزی و بارگذاری نیرویی، مکانیزم در نرم‌افزار اجزا محدود، مش‌بندی شده، تحلیل تنش آن به دست آمده است.

۴-۳- نتایج

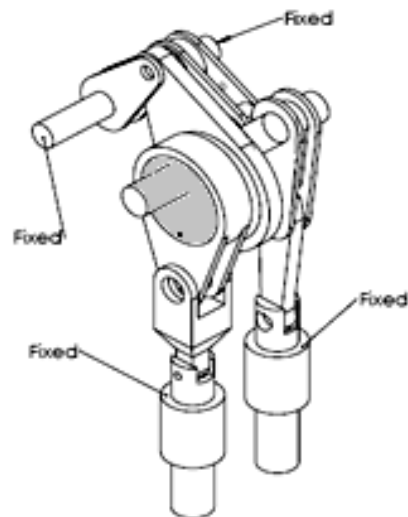
در اشکال ۱۹ و ۲۰ طرح^۳ تنش در کل پرس برای هر دو حالت رسم شده است. همانطور که در بخش ۴-۱ بیان شد، بین‌ها برای تحلیل تنش مدل نشده‌اند. مقادیر عددی تنش مربوط به تنش فون مایزر^۴ است. انواع دیگر تنش با توجه به تعریف، قابل محاسبه است [۲۱].

قید ثابت^۱ روی سطوحی اعمال می‌شود که نباید هیچ‌گونه حرکتی داشته باشند. این قیدها در شکل ۱۷ مشخص شده‌اند.

برای سطح بیرونی لنگ اصلی (لینک تیره نشان داده شده در شکل ۱۷)، از قید لولا^۲ استفاده می‌شود. در این حالت، لنگ اصلی مانند یک استوانه صلب عمل می‌کند. در نهایت نیز برای تکیه‌گاه‌های این لنگ از دو تکیه‌گاه استوانه‌ای که خود دارای قید ثابت هستند، در دو طرف لنگ استفاده می‌شود. این قیود در شکل ۱۸ دیده می‌شوند.



شکل ۱۶- قیدهای تماس برای کل پرس [۱۳]



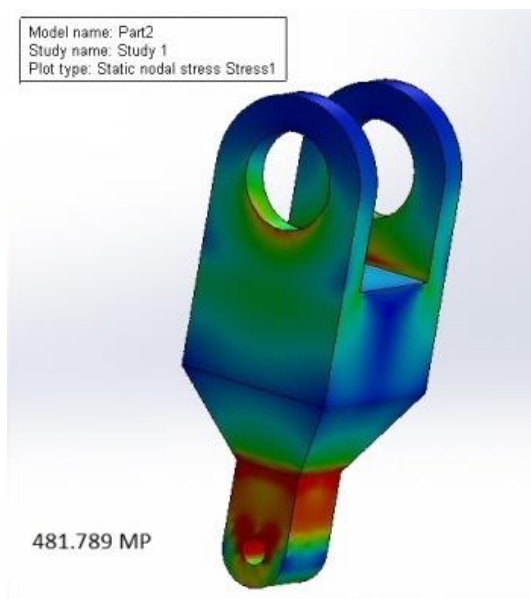
شکل ۱۷- قیدهای ثابت در کل پرس [۱۳]

³ Contour

⁴ Von Misses

¹ Fixed

² Hinge



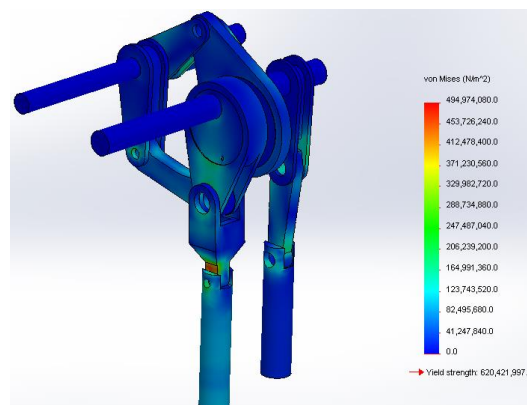
شکل ۲۱- بالاترین تنش در لینک مکانیزم سنبه‌زن

تحمل می‌کند، نشان می‌دهد. به منظور ادامه تحقیقات می‌توان، مکانیزم پرس را از لحاظ خستگی بررسی کرد [۲۳].

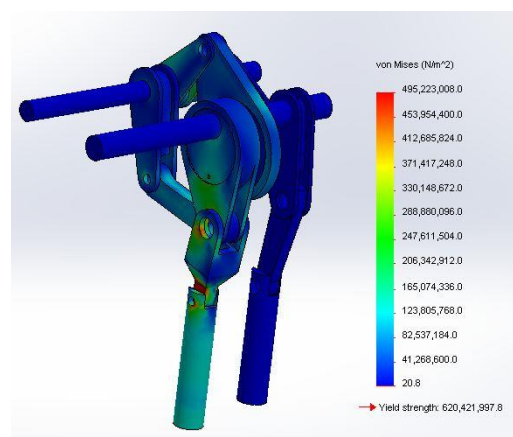
۴-۴- بحث و نتیجه‌گیری

مکانیزم پرس‌های مکانیکی معمولاً به صورت تک‌عمله و دوعمله هستند. قالب پرس تک‌عمله، کوچکتر از حالت دوعمله بوده، کاربرد ارزان‌تری دارد. در برخی موارد از قالب پرس تک‌عمله برای پرس دوعمله استفاده می‌شود. در این حالت، مکانیزم ورقگیر پرس عملاً بدون کاربرد می‌شود و در عوض یک بالش‌تک هوا در زیر ورق قرار می‌گیرد. این تغییرات، باعث تغییر در نیروهای وارد شده به پرس می‌شود و مکانیزم را از حالت استاندارد طراحی خارج می‌کند، بنابراین تحلیل نیرویی و تنش‌ی اجتناب‌ناپذیر است.

با بررسی طرح‌های تنش‌ی مکانیزم سنبه‌زن مشاهده می‌شود که تنش‌های وارد شده به پرس در کاربرد با قالب تک‌عمله، به اندازه قابل توجهی بیشتر از کاربرد با قالب استاندارد است. در این حالت، تنش وارد شده از تنش حد خستگی بیشتر می‌شود و احتمال شکست^۱ ناشی از خستگی را بسیار بالا می‌برد.



شکل ۱۹- طرح تنش کل مکانیزم در حالت دوعمله استاندارد (تصویر از جلو)



شکل ۲۰- طرح تنش کل مکانیزم در حالت تک‌عمله شده (تصویر از جلو)

بنابر محاسبات نرم‌افزار اجزا محدود، حداکثر میزان تنش پرس با قالب تک‌عمله حدود ۴۸۰ مگاپاسکال و با قالب مخصوص دوعمله حدود، ۳۶۰ مگاپاسکال است. جنس اجزای پرس از فولاد SCC3B است که حد تسلیم ۶۲۰ مگاپاسکال و حداکثر تنش خستگی ۳۷۰ مگاپاسکال دارد. با توجه به مقادیر تنش به دست آمده مشخص می‌شود که در حالتی که پرس با قالب تک‌عمله کار می‌کند، تنش بالاتر از حد خستگی دارد و احتمال شکست ناشی از خستگی را بسیار بالا می‌برد. در یکی از پرس‌هایی که با قالب تک‌عمله کار می‌کند، شکستی مرتبط با این لینک، گزارش شده است [۲۲]. شکل ۲۱، نمودار تنش‌ی بحرانی‌ترین لینک که بالاترین تنش را

^۱ Failure

۵- مراجع

- [11] Chval Z, Cechura M (2014) Monitoring extremely stressed points on stands of forging presses. 25th DAAAM Int. Symposium on Intelligent Manufact. and Autom
- [۱۳] مهبیار فضل‌یاب، محمدعلی حسینی تاش (۱۳۸۸) طراحی نرم‌افزار تحلیل سینماتیک، دینامیک، کالیبراسیون و تحلیل خرابی در پرس ۲۰۰۰ تن، دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مهندسی مکانیک.
- [14] Verson, MD (1969) Impact machining. Verson All steel Press Company, Chicago.
- [15] Sandor GN, Erdman AG (1984) Advanced mechanism design: analysis and synthesis. Prentice Hall, Eaglewood Cliff, New Jersey.
- [16] Norton RL (2011) Kinematics & Dynamics of Machinery. 5th edn. McGraw-Hill, New York.
- [17] Hartenberg RS, Denavit J (1964) Kinematic synthesis of linkage. McGraw-Hill, New York.
- [۱۸] اصغر کرایه چیان (۱۳۸۶) محاسبات عددی، چاپ پنجم، مشهد، دانشگاه فردوسی.
- [19] Meriam JL (2012) Engineering mechanics dynamics. 7th edn. Rhode Island: John Wiley.
- [20] Semiatin SL (1996) Forming and forging, ASM Handbook Int.
- [۲۱] گیر، تیموشنکو (۱۳۸۳) مقاومت مصالح، غلامحسین مجدوبی، محمود نیلی، چاپ پنجم، همدان، دانشگاه بوعلی‌سینا.
- [۲۲] امیر تقوی، محمدعلی حسینی تاش، مهبیار فضل‌یاب (۱۳۸۸) گزارش فاز دوم پروژه اینترنشیپ، اسناد فنی شرکت ایران خودرو، تحلیل سینماتیک، دینامیک، کالیبراسیون و طراحی نرم‌افزار تحلیل خرابی پرس ۲۰۰۰ تن.
- [23] Budynas RG, Nisbett KJ (2006) Shigley's mechanical engineering design. 9th edn. McGraw-Hill, New York.
- [1] Schuler GH (1998) Metal forming handbook. Springer, Berlin Heidelberg.
- [2] Orville DL (1988) Handbook of Fabrication Processes. ASM International.
- [۳] س. باقرزاده، م. حیدری (۱۳۸۷) تعیین بازه بهینه نیروی ورق‌گیری در عملیات کشش سقف خودرو ۲۰۶ به روش المان محدود. ششمین کنفرانس سالانه دانشجویی مهندسی مکانیک.
- [4] Hwang M, Chiou T (1995) A Drag-Link of Mechanical Presses for Precision Drawing. Int J Mach Tools Manufact 35(10): 1425-1433.
- [5] Soong RC (2010) A new design method for single DOF mechanical presses with variable speeds and length-adjustable driving links. Mech and Mach Theory 45: 496-510.
- [۶] ح. ظهور، ع. درگی (۱۳۸۶) بهینه‌سازی سینماتیکی مکانیزم ۸ میله‌ای پرس‌های مکانیکی فرم‌دهی ورق با استفاده از الگوریتم ژنتیک. پانزدهمین کنفرانس سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک.
- [7] Tso PL, Liang KC (2002) A nine-bar linkage for mechanical forming presses. Int J Mach Tools Manufact 42: 139-145.
- [8] Yossifon S, Shivpuri R (1991) Analysis and comparison of selected rotary linkage drives for Mechanical Presses. Int J Mach Tools Manufact 33(2): 175-192.
- [9] Yossifon S, Shivpuri R (1991) Optimization of a double knuckle linkage drives with constant mechanical advantage for mechanical presses. Int J Mach Tools Manufact 33(2):193-208.
- [10] Ham C, Jang DC (2009) Kinematical analysis on the several linkage drives for mechanical press. J Mech Sci Tech 23: 512-524.
- [11] Chval Z, Cechura M (2013) optimization of power transmission on mechanical forging presses. 24th DAAAM Int. Symposium on Intelligent Manufact. and Autom.