



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

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

^۱ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

^۲ کارشناسی، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

^۳ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

^۴ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شریف

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 که 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 و 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 analyze of Double Press Machine in use with single-action die press

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

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

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

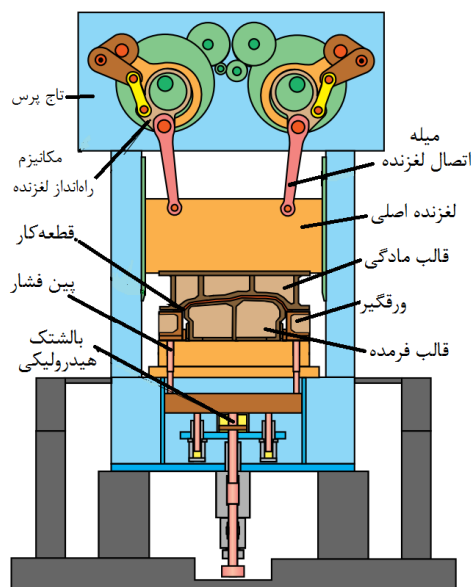
³ Assoc. Prof., Department of Mech. Eng., Sharif University of Technology, Tehran, Iran

⁴ Prof., Department of 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.



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

۱- مقدمه

وظیفه یک پرس انتقال نیرو و حرکت با هدف شکل‌دهی یا سوراخ‌کاری یک قطعه کار می‌باشد. 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 توجه اند چرا که علاوه بر هزینه بالای خرید، نقش حیاتی در خط تولید دارند. بنابراین هرگونه تغییر در شرایط کاری از حالت طراحی شده، نیازمند تحلیل کامل سازه‌ایی به منظور جلوگیری از خرابی احتمالی خواهد بود.

پرس‌های مکانیکی به دلیل سرعت بالا در تولید و عملکرد مناسب، کاربرد گسترده‌ایی 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. این گروه به دلیل کوچک بودن قالب، استفاده ارزان‌تری دارند. 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 بر روی بالشتک نیوماتیکی^۵ یا هیدرولیکی^۶ قرار می‌دهند [۱]. در این حالت، همانند شکل ۱ مکانیزم ورقگیر بر روی بالشتک 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 پرداختند، همانند باقر زاده و حیدری که به منظور جلوگیری از ایجاد چین‌وچروک در ورق، برای نیروی ورقگیر بازه‌ای بهینه تعیین کردند [۳]. اما تعداد زیادی از محققان به سینماتیک پرس پرداختند. یکی از کامل‌ترین مدل‌های ریاضی پرس توسط هوانگ^۷ و چیو^۸ با استفاده از روش فزاینده لاگرانژ^۹ ارائه شد [۴]. سونگ^{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

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

تعریف مساله

یکی از تغییرات متداول در شرایط کاری پرس‌های مکانیکی، استفاده از قالب‌های کوچک حالت تک‌عمله برای پرس‌های دو عمله است. این عمل، از یک سو باعث کاهش هزینه قالب می‌شود، اما 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 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 دو عمله‌ی ۲۰۰۰ تن موجود در یکی از این صنایع^{۱۹} ارائه می‌دهد.

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

۲- بررسی سینماتیک پرس

در این بخش ابتدا زنجیره سینماتیکی^{۲۰} 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 بدست آوردن معادلات سینماتیکی با استفاده از حل عددی، منحنی‌های سرعت و شتاب لینک‌های مکانیزم پرس، به دست خواهند آمد.

۲-۱- زنجیره‌ی سینماتیکی

در ادامه زنجیره سینماتیکی دو مکانیزم آورده شده است.

۲-۱-۱- مکانیزم ورق‌گیر

شماتیک مکانیزم ورق‌گیر به همراه نامگذاری مفاصل در شکل ۲ و مدل ریاضی به همراه نامگذاری رابط‌های مکانیزم

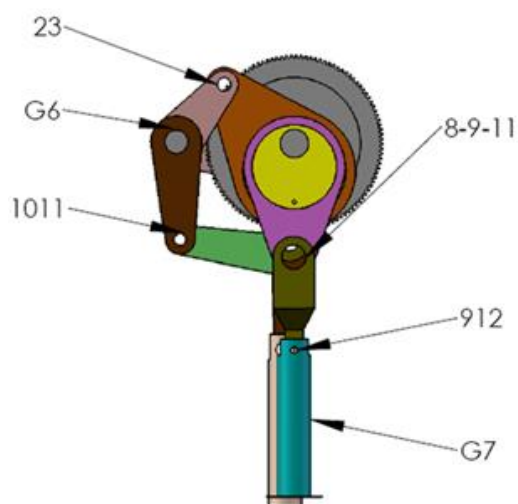
شده هستند [۶]. تسو^{۱۱} و لیانگ^{۱۲} نیز تحقیقات فراوانی بر روی مکانیزم‌های پرس کردند. این تحقیقات در جهت رسیدن به مکانیزمی با سرعت فرم‌دهی پایین و زمان ماندن در نقطه سکون طولانی بود. آنها در نهایت به مکانیزمی^۹ رابط می‌رسند که توانایی بالایی در انتقال نیرو دارد و در نقطه مرگ پایین مکانیزم پایداری قابل قبولی ارائه می‌دهد [۷]. یوسیفون^{۱۳} و شیوپوری^{۱۴} مکانیزم‌های سینماتیکی مختلفی را برای راه‌اندازی پرس دو عمله 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^{۱۵} و دونگ‌جانگ^{۱۶} 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 پرس معمول راه‌اندازی کند که به نرخ تولید بالا منجر می‌شود [۱۰].

چون دقت پرس با صلبیت آن رابطه مستقیمی دارد محققانی همچون چوال^{۱۷} و سچورا^{۱۸} 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 را طراحی مجدد کردند و توانستند صلبیت را تا ۷/۵ درصد بیشتر کنند [۱۱]. برخی از صنایع همانند سازمان صنعتی ژاپن، تست‌هایی برای بررسی دقت و بازده پرس‌های مکانیکی ارائه کرده‌اند [۱۲].

فضل‌یاب و تاش سینماتیک و دینامیک مکانیزم پرس دو عمله را مورد مطالعه قرار قرار دادند و تحلیل تنش کل پرس را بررسی کرده‌اند [۱۳].

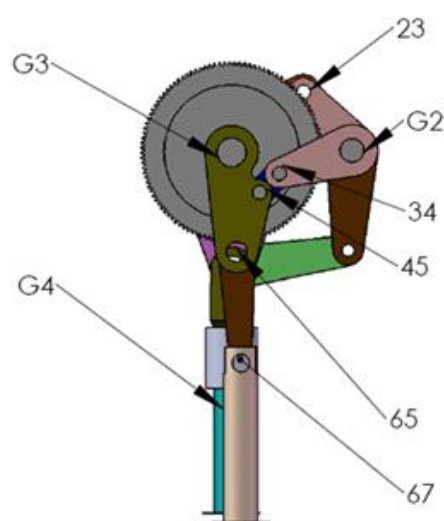
¹¹ Tso¹² Liang¹³ Yossifon¹⁴ Shivpuri¹⁵ Chan Ham¹⁶ Dong jang¹⁷ chval¹⁸ Cechura^{۱۹} شرکت صنعتی ایران خودرو²⁰ Kinematic Chain

این مکانیزم مطابق شکل ۴ از دو مکانیزم چهارمیله ای و یک مکانیزم لنگ^{۲۱} و لغزنده^{۲۲} تشکیل شده است. نامگذاری مفاصل نیز در شکل ۴ و زنجیره سینماتیکی به همراه نامگذاری مفاصل در شکل ۵ آمده است.

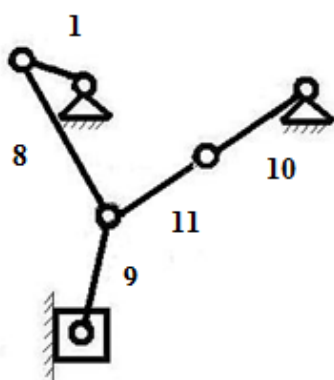


شکل ۴- مکانیزم سنبه زن

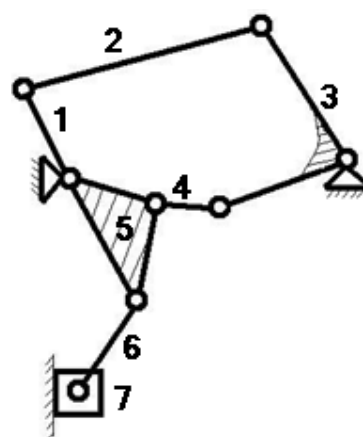
در شکل ۳ آمده است. از روشی متوال در نامگذاری رابط‌ها و مفاصل استفاده شده، بدین ترتیب که شماره گذاری در رابط‌ها از لینک ورودی شروع شده و به لینک خروجی خاتمه می‌یابد. نام هر مفصل به دو لینک متصل شده به آن اشاره می‌کند. برای مثال مفصل ۲۳ در شکل ۲ بین دو رابط ۱ و ۲ قرار گرفته است.



شکل ۲- مکانیزم ورقگیر



شکل ۵- زنجیره سینماتیکی مکانیزم سنبه زن



شکل ۳- زنجیره سینماتیکی 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 زاویه ای ثابت دوران می‌کند.

۲-۱-۲- مکانیزم سنبه زن

²¹ Crank

²² Slider

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

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

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

در روابط بالا، ε بیانگر میزان جابجایی در موقعیت لغزنده‌ی ورقگیر (خروج از مرکز)، α زاویه‌ی 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 y (موقعیت لغزنده) مجهول و سایر پارامترها معلوم می‌باشند.

۲-۳-۲ بررسی سرعت زاویه ای 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 مشتق گیری از معادله‌ی (۱) داریم:

$$\begin{cases} l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + l_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 = -l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \\ l_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 + l_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \end{cases}$$

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

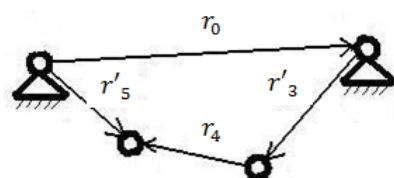
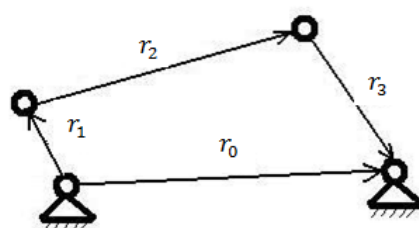
در این مورد می‌توان به راحتی سرعت زاویه ای لینک‌های ۲ و ۳ را از طریق حل یک دستگاه معادلات خطی بدست آورد [۱۸]. جهت استخراج سرعت زوایای لینک‌های ۴ و ۵ از معادله (۳) مشتق می‌گیریم:

۲-۳-۲ محاسبه‌ی پارامترهای سینماتیکی

در ادامه نحوه‌ی بدست آوردن معادلات سینماتیکی مکانیزم ورقگیر آورده شده است [۱۵]. معادلات مکانیزم سنبه‌زن به صورت کاملاً مشابه است لذا از آوردن آنها خودداری شده است.

۲-۳-۱ بررسی جابجایی زاویه ای مکانیزم ورقگیر

با توجه به زنجیره‌ی 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

$$\triangleright \dot{y}_{outer} = -l_6 \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 - l_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5$$

$$\varepsilon = cte \rightarrow \dot{\varepsilon} = 0$$

۳-۳-۲ بررسی شتاب زاویه ای 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 می توان شتاب زاویه ای کلیه ی لینک ها را بدست آورد [۱۸].

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

$$\begin{aligned} l'_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5 - l_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 &= \\ l'_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + \alpha - \pi) &= \\ l'_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5 - l_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 &= \\ l'_3 \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \alpha - \pi) &= \end{aligned}$$

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

سرعت زاویه ای لینک شماره ۶ و نیز سرعت خطی اسلایدر از معادله زیر بدست می‌آید:

$$\triangleright l_6 \dot{\theta}_6 \sin \theta_6 = -\dot{\varepsilon} - l_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5$$

$$\rightarrow \dot{\theta}_6 = \frac{l_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5}{-l_6 \sin \theta_6} \quad (6)$$

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

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

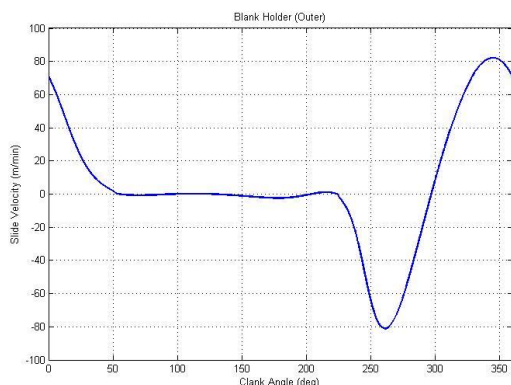
$$\begin{cases} l'_5 \ddot{\theta}_5 \sin(\theta_5 + \gamma) - l_4 \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4 = -l'_5 \dot{\theta}_5^2 \cos(\theta_5 + \gamma) + l_4 \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 \\ \quad -(-l'_3 \ddot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + \alpha - \pi) + l'_3 \dot{\theta}_3^2 \cos(\theta_3 + \alpha - \pi))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

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

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

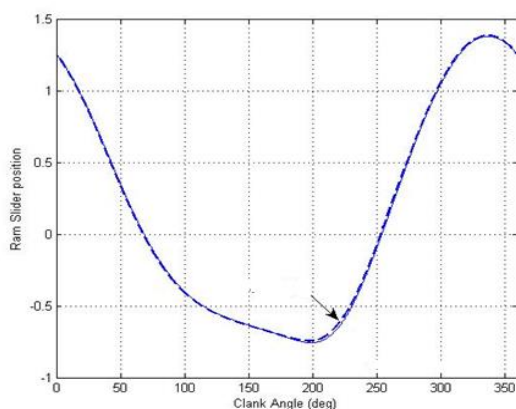
$$\rightarrow \ddot{\theta}_6 = \frac{-l_6 \dot{\theta}_6^2 \cos \theta_6 - l_5 \ddot{\theta}_5 \sin \theta_5 - l_5 \dot{\theta}_5^2 \cos \theta_5}{l_6 \sin \theta_6}$$

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

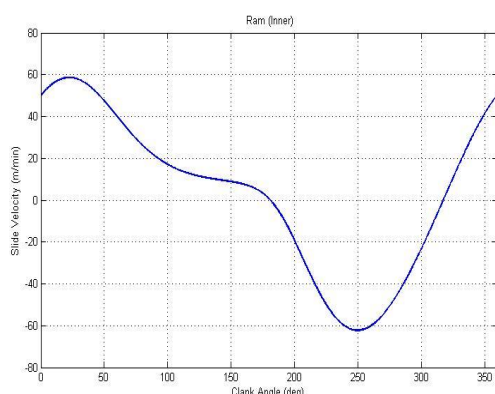


شکل ۸- منحنی سرعت اسلایدر مکانیزم ورقگیر (m/s)

۲-۴-۲- مکانیزم سنبه‌زن



شکل ۹- منحنی موقعیت اسلایدر مکانیزم سنبه‌زن (متر)،
منحنی خط‌چین از طرف شرکت سازنده و منحنی توپر از
تحلیل سینماتیک



شکل ۱۰- منحنی سرعت اسلایدر مکانیزم سنبه‌زن

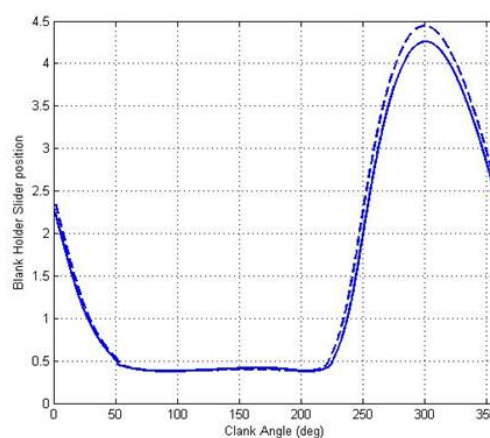
در معادلات بالا، y_{outer} نشان دهنده موقعیت لغزنده مکانیزم سنبه‌زن است.

۲-۴-۲- نتایج

به کمک حل عددی معادلات، نتایج به صورت منحنی‌هایی بر حسب زاویه‌ی لنگ اصلی^{۲۳} بدست آمده‌اند. به دلیل محدودیت و برای مقایسه با منحنی شرکت سازنده تنها منحنی‌های موقعیت و سرعت لغزنده‌ها آورده شده است.

منحنی موقعیت ارائه شده از شرکت سازنده و منحنی بدست آمده از تحلیل سینماتیک برای مکانیزم ورقگیر در شکل ۷ و مکانیزم سنبه‌زن در شکل ۹ نشان داده شده است. منحنی سرعت لغزنده مکانیزم ورقگیر و لغزنده مکانیزم سنبه‌زن به ترتیب در شکل ۸ و شکل ۱۰ آمده است. در صورت اعمال طول‌های متفاوت لنگ اصلی، مقیاس منحنی‌های سرعت و شتاب عوض می‌شود. سرعت لنگ اصلی ۲۰ rpm فرض می‌شود.

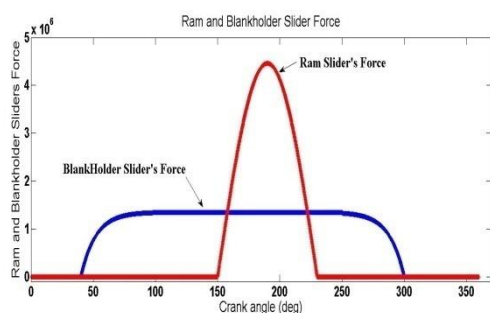
۲-۴-۱- مکانیزم ورقگیر



شکل ۷- منحنی موقعیت اسلایدر مکانیزم ورقگیر (متر)
منحنی خط‌چین از طرف شرکت سازنده و منحنی توپر از
تحلیل سینماتیک

^{۲۳} رابط شماره‌ی ۱ از مکانیزم سنبه‌زن

نیروی ایجاد شده در حین فرآیند پرس کاری 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 چروکیده و پاره شدن ورق می‌شود [۲۰]. نیروی وارد شده به مکانیزم سنبه‌زن نیز در حین 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 می‌کند. این اندازه‌گیری در یکی از پرس‌های موجود^{۲۵} نشان می‌دهد که نیروی وارد شده به مکانیزم ورقگیر در بالاترین حد 1350 kN و نیروی وارد شده به مکانیزم سنبه‌زن در بالاترین حد به 4650 kN می‌رسد. منحنی این نیروها در شکل ۱۱ نشان داده شده است.



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

همانطور که ذکر شد در برخی از موارد، در پرس دوعمله، 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 در حین فرآیند شکل‌دهی چروکیده شود. برای حل این مشکل، از یک بالشتک هوا در زیر قالب استفاده می‌شود. با وجود این بالشتک، قالب حدود

۳- بررسی دینامیک پرس

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

۳-۱- فرضیات

در تحلیل دینامیک برای ساده‌سازی جرم هر رابط 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^{۲۴} آنها صرف‌نظر می‌شود [۱۹]. مشخصات دینامیکی تمامی لینک‌ها در جدول ۱ آمده است.

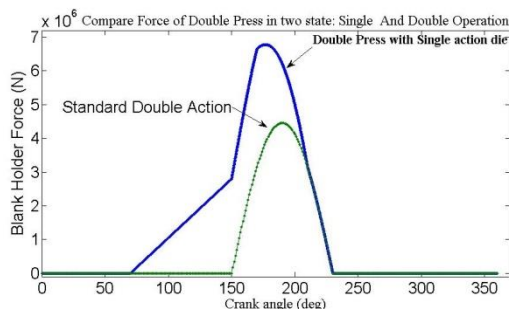
جدول ۱- مشخصات دینامیکی لینک‌ها

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	-

۳-۲- نیروهای وارد شده به مکانیزم پرس

^{۲۵} موجود در شرکت صنعتی ایران‌خودرو- بخش تولید درب خودرو

^{۲۴} Mass moment of inertia



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

۳-۳- محاسبه‌ی نیروهای اتصالات

به منظور بدست آوردن نیروهای اتصالات باید مراحل زیر را طی کرد:

- بدست 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 مرحله‌ی قبل
- حل معادلات تعادل نیرو و گشتاور برای تکتک رابطها و بدست آوردن نیروهای اتصالات از دستگاه معادلات بدست آمده.

۳-۴- نتایج

۳-۴-۱- نیروهای اینرسی

به دلیل محدودیت تنها معادلات نیروی اینرسی یک رابط ارائه می شود. مابقی به روش مشابهی محاسبه می شوند.

$$\vec{R}_7 = \vec{r}_5 + \vec{r}_6 = l_5 e^{j\theta_5} + l_6 e^{j\theta_6}$$

$$\vec{V}_7 = j l_5 \dot{\theta}_5 e^{j\theta_5} + j l_6 \dot{\theta}_6 e^{j\theta_6}$$

$$\vec{A}_7 = j l_5 \ddot{\theta}_5 e^{j\theta_5} - l_5 \dot{\theta}_5^2 e^{j\theta_5} + j l_6 \ddot{\theta}_6 e^{j\theta_6} - l_6 \dot{\theta}_6^2 e^{j\theta_6} = A_7 e^{j\varphi_7}$$

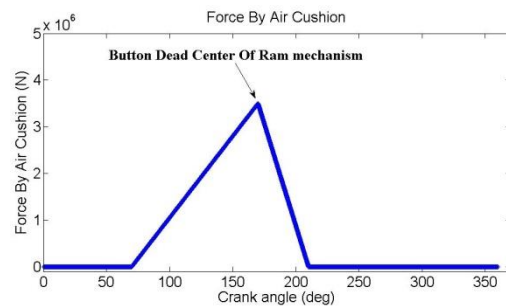
$$F_{inertia7} = M_7 A_7 e^{j(\pi - \theta_7)} \quad (10)$$

۳-۴-۲- نیروی اتصالات

برای محاسبه نیروی وارد شده در اتصالات، هر رابط را جداگانه در نظر می گیریم و نیروهای مجهول را به آن وارد

۱۵ سانتی متر بالاتر از نقطه مرگ سنبه (انتهای کورس سنبه) قرار می گیرد.

فرآیند به این صورت است که ورق روی قالب قرار می گیرد و سنبه به ۱۵ سانتی متری انتهای کورس خود می رسد فرآیند شکل دهی شروع می شود و پس از آن قالب و بالشتک توسط سنبه پایین می آیند. اصلی ترین تفاوتی که با حالت قبل داریم، اضافه شدن نیروی بالشتک هوا به مکانیزم سنبه زن است. نیروی بالشتک با جابه جایی متناسب است و از صفر در ابتدای حرکت تا ۳۵۰۰ kN تغییر می کند. در واقع این نیروی اضافه بالشتک هواست که تحلیل در حالت اخیر را لازم می کند. این نیرو در شکل ۱۲ نشان داده شده است.



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

برای سادگی کار، نیروی لازم برای فرآیند شکل دهی ورق را در دو حالت یکسان در نظر گرفته و نیروی بالشتک خطی فرض می شود [۱]. برای بدست آوردن نیروی وارده شده به لغزنده مکانیزم سنبه زن، نیروی پرسکاری و بالشتک هوا با هم جمع می شوند. منحنی آبی رنگ در شکل ۱۳ جمع دو نیرو را نشان می دهد. به منظور مقایسه، منحنی نیروی پرس دوعمله با قالب استاندارد نیز به رنگ سبز در شکل ۱۲ نشان داده شده است. همان طور که پیش بینی می شود نیروی وارد بر مکانیزم در حالت تک‌عمله بخاطر وجود نیروی بالشتک بزرگتر است.

به دلیل محدودیت تنها ماتریس معادلات مکانیزم ورقگیر در معادله ۱۱ ارائه شده است. ماتریس معادلات مکانیزم سنبه زن به طریق کاملاً مشابه به دست می‌آید.

شکل ۱۴- نیروی وارده بر یکی از مفاصل مکانیزم سنبه زن

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

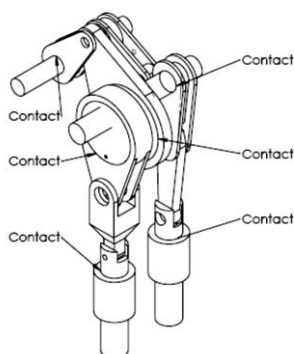
(۱) به دست آمدن نیروی هر مفصل، این نیروها در دو حالت تک‌عمله شده و دو‌عمله استاندارد مقایسه می‌شوند. چون در حالت تک‌عمله، نیرویی به لغزنده مکانیزم ورق‌گیر وارد نمی‌شود، بنابراین مقایسه‌ی دو حالت بروی مکانیزم سمیه‌زن انجام می‌شود. به دلیل محدودیت تنها منحنی نیرویی یکی از مفاصل مهم مکانیزم سنبه‌زن (مفصل بین دو رابط ۱ و ۸ شکل ۴) در شکل ۵ آورده شده است. بقیه مفاصل منحنی‌هایی مشابه دارند. حداکثر نیروی وارد شده به هر مفصل در جدول ۲ ارائه شده است. خانه‌های تیره‌نگ جدول، مربوط به مکانیزم سنبه زن هستند.

تک‌عمله در پرس دو‌عمله احتمال خرابی رابط‌ها را بالا می‌برد. داده‌های جدول ۲ این نتایج را تایید می‌کند.

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

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 KN	1.81 KN
F65	3.91 MN	4.69 KN	Fp11	1.26 KN	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.



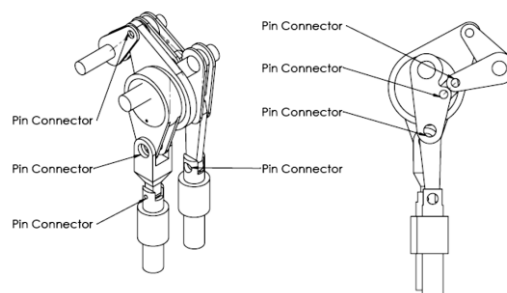
شکل ۱۶- قیدهای تماس برای کل پرس [۱۳]

قید ثابت^{۲۹} روی سطوحی اعمال می‌شود که نباید هیچ‌گونه حرکتی داشته باشند. این قیدها در شکل ۱۷ مشخص شده‌اند.

۴- تحلیل تنش مکانیزم

۴-۱- تعریف قیدها و شرایط مرزی

برای اتصال بین رابط‌ها از قید پین اتصال^{۲۶} 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 چرا که هدف، بررسی تنش در رابط‌ها می‌باشد [۱۳]. هرچند 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.



شکل ۱۵- قیدهای پین در کل پرس [۱۳]

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^{۲۷})، از قید تماس^{۲۸} استفاده می‌شود. سطوح با

^{۲۶}connector pin

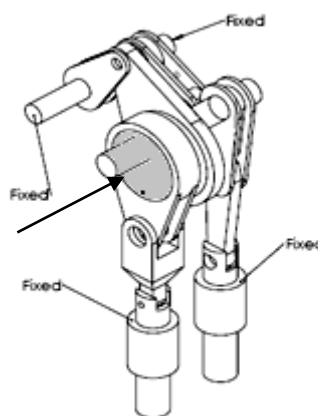
^{۲۷}Guide (inner & outer)

^{۲۸}contact

^{۲۹} Fixed

۴-۲- بارگذاری

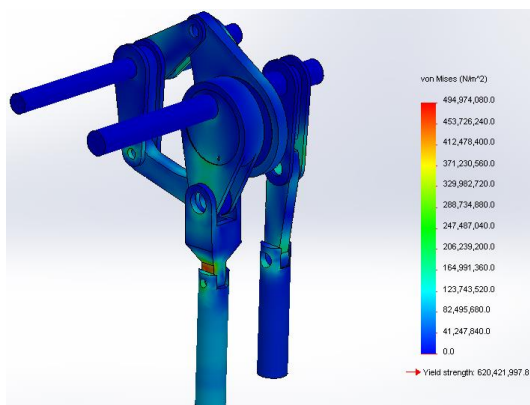
در این مرحله نیروهای خارجی وارد بر رابط‌های پرس را بر مدل اعمال می‌شود. این مقدار برای لغزنده سنبه‌زن در حالت تک‌عمله شده 6830 kN و برای حالت دو‌عمله استاندارد 1350 kN بوده و برای لغزنده ورق‌گیر در حالت دو‌عمله استاندارد 4650 kN می‌باشد. ورودی دیگر وارد بر مکانیزم، گشتاور موتور به لنگ اصلی است که در بررسی دینامیکی بدست آمده است. این گشتاور، در حالت تک‌عمله برابر 630 kN.m و در حالت دو‌عمله برابر 930 kN.m است. پس از اعمال شرایط مرزی و بارگذاری نیرویی، مکانیزم در نرم‌افزار اجزا محدود، المان بندی شده و تحلیل تنش آن بدست می‌آید.



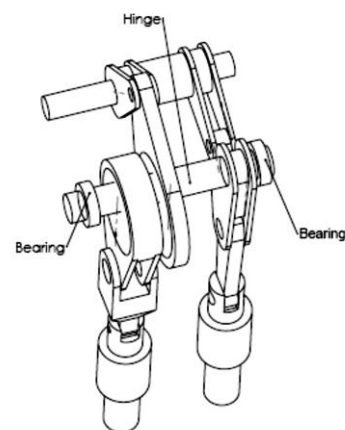
شکل ۱۷- قیدهای ثابت در کل پرس [۱۳]

۴-۳- نتایج

در اشکال زیر طرح^{۳۱} تنش در کل پرس برای هر دو حالت رسم شده است. همانطور که در بالا گفته شد پین‌ها برای تحلیل تنش مدل نشده‌اند. مقادیر عددی تنش مربوط به تنش فون مایز^{۳۲} می‌باشد. انواع دیگر تنش با توجه به تعریف، قابل بدست آمدن است [۲۱].



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



شکل ۱۸- قیدهای مربوط به لنگ اصلی [۱۳]

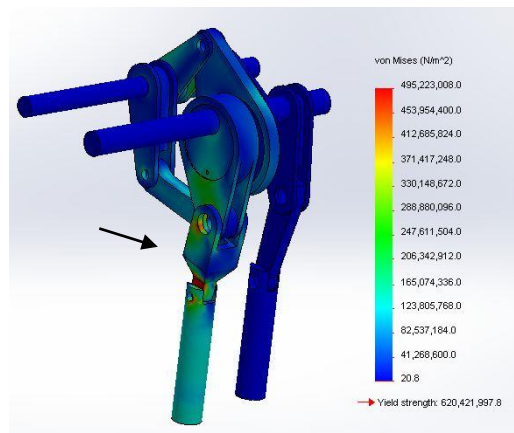
بدین ترتیب تعریف قیود بین اتصالات و اعمال شرایط مرزی بر مجموعه کامل می‌شود.

³¹ contour³² Von Misses³⁰Hinge

قابل توجهی بیشتر از حالت دو عمله استاندارد می‌باشد. بنابراین استفاده از قالب کوچک که دستگاه پرس دو عمله را از حالت استاندارد خارج کرده و عملاً به پرسی تک عمله تبدیل می‌کند، احتمال شکست^{۳۳} رابط‌ها و در نتیجه خرابی دستگاه پرس را بالا می‌برد. اخیراً در یکی از پرس‌های تک عمله شده، شکستی مرتبط با این لینک، گزارش شده است [۲۳].

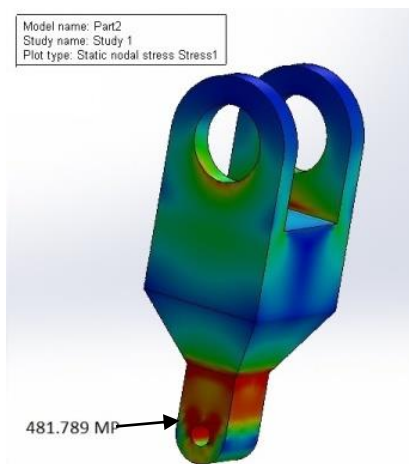
مراجع

- [1] Schuler GmbH. (1998), Metal Forming Handbook, Berlin Heidelberg, Springer
- [2] Orville D. Lascoe (1988), Handbook of Fabrication Processes, ASM International.
- [3] 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] M. Hwang, T. Chiou (1995) A Drag-Link of Mechanical Presses for Precision Drawing, Int. J. Mach. Tools Manufact, Vol. 35, No. 10, pp. 1425-1433.
- [5] R. C. Soong, (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.
- [6] 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] P.L. Tso, K.C. Liang (2002) A nine-bar linkage for mechanical forming presses. Int. J. of Mach. Tools Manufact. 42 (2002) 139-145.
- [8] S. Yossifon, R. Shivpuri (1991) Analysis and comparison of selected rotary linkage drives for Mechanical Presses. Int. J. Mach. Tools Manufact. ©Pergamon Press Ltd.
- [9] S. Yossifon, R. Shivpuri (1991) Optimization of a Double Knuckle Linkage Drive with constant mechanical advantage for Mechanical Presses, Int. J. Mach. Tools Manufact. ©Pergamon Press Ltd.
- [10] C. Ham, D. C. Jang (2009) Kinematical analysis on the several linkage drives for mechanical press. J. of Mech Science and Tech. 23 (2009) 512-524.
- [11] Z. Chval, M. Cechura (2013) Optimization of Power Transmission on Mechanical Forging



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

بنابر محاسبات نرم‌افزار اجزا محدود، حداکثر میزان تنش در حالت تک عمله حدود 480 MPa و در حالت دو عمله حدود 360 MPa است. شکل ۲۱، نمودار تنشی بحرانی‌ترین لینک که بالاترین تنش را تحمل می‌کند را نشان می‌دهد. با توجه به مقادیر تنش بدست آمده می‌توان این پژوهش را تعمیم داد و مکانیزم پرس را از لحاظ خستگی نیز بررسی کرد [۲۲].



شکل ۲۱- بالاترین تنش در لینک مکانیزم سنبه‌زن

۴-۴- بحث و نتیجه‌گیری

با بررسی طرح‌های تنشی مکانیزم سنبه‌زن مشاهده می‌شود که تنش‌های وارد شده در حالت تک عمله شده، به اندازه‌ی

³³Failure

Presses, 24th DAAAM Int. Symposium on Intelligent Manufact. and Autom.

[12] JIS, (1977) Test Code for Performance and Accuracy of Mechanical Presses, Japanese Industrial Standard.

[13] مهیار 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, M.D. (1969) Impact machining, Verson All steel Press Company, Chicago.

[15] G.N.Sandor and A.G.Erdman (1984) Advanced Mechanism Design: Analysis and synthesis, Prentice Hall, Eaglewood Cliff, New Jersey.

[16] R. L. Norton (1961) Kinematics & Dynamics of Machinery (Sie), McGraw-Hill.

[17] R.S. Hartenberg and J.Denavit (1964) Kinematic Synthesis of Linkage, McGraw-Hill, New York.

[18] اصغر کرایه چیان (۱۳۸۶) محاسبات عددی، چاپ پنجم، مشهد، دانشگاه فردوسی.

[19] J. L. Meriam (1999) Engineering Mechanics Dynamics, Rhode Island: John Wiley, 4th edn.

[20] S. L. Semiatin (1996) Forming and Forging, ASM Handbook Int.

[21] گیر، تیموشنکو (۱۳۸۳) مقاومت مصالح، غلامحسین مجذوبی، محمود نیلی، چاپ پنجم، همدان، دانشگاه بوعلی‌سینا.

[22] R.G. Budynas and K. J. Nisbett (2006) Shigley's Mechanical Engineering Design, New York: McGraw-Hill, 9th edn.

[23] اسناد فنی شرکت خودروسازی ایران خودرو.