

Vysoká škola:  Fakulta:

Katedra:  Školní rok:

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro

obor

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:

## Zásady pro vypracování

1. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
2. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
3. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
4. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
5. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
6. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
7. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
8. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
9. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.
10. Práce musí být vypracována v souladu s zadáním.

BIBLIOTÉKA  
461 17

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## (PROJEKTU, UMELECKÉHO DÍLA, UMELECKÉHO VÝKONU)

$$\frac{1}{2} \leq \frac{1}{2} \leq \frac{1}{2}$$

• **Journal of the American Medical Association**

2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024, 2025, 2026, 2027, 2028, 2029, 2030, 2031, 2032, 2033, 2034, 2035, 2036, 2037, 2038, 2039, 2040, 2041, 2042, 2043, 2044, 2045, 2046, 2047, 2048, 2049, 2050, 2051, 2052, 2053, 2054, 2055, 2056, 2057, 2058, 2059, 2060, 2061, 2062, 2063, 2064, 2065, 2066, 2067, 2068, 2069, 2070, 2071, 2072, 2073, 2074, 2075, 2076, 2077, 2078, 2079, 2080, 2081, 2082, 2083, 2084, 2085, 2086, 2087, 2088, 2089, 2090, 2091, 2092, 2093, 2094, 2095, 2096, 2097, 2098, 2099, 2100, 2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107, 2108, 2109, 2110, 2111, 2112, 2113, 2114, 2115, 2116, 2117, 2118, 2119, 2120, 2121, 2122, 2123, 2124, 2125, 2126, 2127, 2128, 2129, 2130, 2131, 2132, 2133, 2134, 2135, 2136, 2137, 2138, 2139, 2140, 2141, 2142, 2143, 2144, 2145, 2146, 2147, 2148, 2149, 2150, 2151, 2152, 2153, 2154, 2155, 2156, 2157, 2158, 2159, 2160, 2161, 2162, 2163, 2164, 2165, 2166, 2167, 2168, 2169, 2170, 2171, 2172, 2173, 2174, 2175, 2176, 2177, 2178, 2179, 2180, 2181, 2182, 2183, 2184, 2185, 2186, 2187, 2188, 2189, 2190, 2191, 2192, 2193, 2194, 2195, 2196, 2197, 2198, 2199, 2200, 2201, 2202, 2203, 2204, 2205, 2206, 2207, 2208, 2209, 2210, 2211, 2212, 2213, 2214, 2215, 2216, 2217, 2218, 2219, 2220, 2221, 2222, 2223, 2224, 2225, 2226, 2227, 2228, 2229, 2230, 2231, 2232, 2233, 2234, 2235, 2236, 2237, 2238, 2239, 2240, 2241, 2242, 2243, 2244, 2245, 2246, 2247, 2248, 2249, 2250, 2251, 2252, 2253, 2254, 2255, 2256, 2257, 2258, 2259, 2260, 2261, 2262, 2263, 2264, 2265, 2266, 2267, 2268, 2269, 2270, 2271, 2272, 2273, 2274, 2275, 2276, 2277, 2278, 2279, 2280, 2281, 2282, 2283, 2284, 2285, 2286, 2287, 2288, 2289, 2290, 2291, 2292, 2293, 2294, 2295, 2296, 2297, 2298, 2299, 2300, 2301, 2302, 2303, 2304, 2305, 2306, 2307, 2308, 2309, 2310, 2311, 2312, 2313, 2314, 2315, 2316, 2317, 2318, 2319, 2320, 2321, 2322, 2323, 2324, 2325, 2326, 2327, 2328, 2329, 2330, 2331, 2332, 2333, 2334, 2335, 2336, 2337, 2338, 2339, 2340, 2341, 2342, 2343, 2344, 2345, 2346, 2347, 2348, 2349, 2350, 2351, 2352, 2353, 2354, 2355, 2356, 2357, 2358, 2359, 2360, 2361, 2362, 2363, 2364, 2365, 2366, 2367, 2368, 2369, 2370, 2371, 2372, 2373, 2374, 2375, 2376, 2377, 2378, 2379, 2380, 2381, 2382, 2383, 2384, 2385, 2386, 2387, 2388, 2389, 2390, 2391, 2392, 2393, 2394, 2395, 2396, 2397, 2398, 2399, 2400, 2401, 2402, 2403, 2404, 2405, 2406, 2407, 2408, 2409, 2410, 2411, 2412, 2413, 2414, 2415, 2416, 2417, 2418, 2419, 2420, 2421, 2422, 2423, 2424, 2425, 2426, 2427, 2428, 2429, 2430, 2431, 2432, 2433, 2434, 2435, 2436, 2437, 2438, 2439, 2440, 2441, 2442, 2443, 2444, 2445, 2446, 2447, 2448, 2449, 2450, 2451, 2452, 2453, 2454, 2455, 2456, 2457, 2458, 2459, 2460, 2461, 2462, 2463, 2464, 2465, 2466, 2467, 2468, 2469, 2470, 2471, 2472, 2473, 2474, 2475, 2476, 2477, 2478, 2479, 2480, 2481, 2482, 2483, 2484, 2485, 2486, 2487, 2488, 2489, 2490, 2491, 2492, 2493, 2494, 2495, 2496, 2497, 2498, 2499, 2500, 2501, 2502, 2503, 2504, 2505, 2506, 2507, 2508, 2509, 2510, 2511, 2512, 2513, 2514, 2515, 2516, 2517, 2518, 2519, 2520, 2521, 2522, 2523, 2524, 2525, 2526, 2527, 2528, 2529, 2530, 2531, 2532, 2533, 2534, 2535, 2536, 2537, 2538, 2539, 2540, 2541, 2542, 2543, 2544, 2545, 2546, 2547, 2548, 2549, 2550, 2551, 2552, 2553, 2554, 2555, 2556, 2557, 2558, 2559, 2560, 2561, 2562, 2563, 2564, 2565, 2566, 2567, 2568, 2569, 2570, 2571, 2572, 2573, 2574, 2575, 2576, 2577, 2578, 2579, 2580, 2581, 2582, 2583, 2584, 2585, 2586, 2587, 2588, 2589, 2590, 2591, 2592, 2593, 2594, 2595, 2596, 2597, 2598, 2599, 2600, 2601, 2602, 2603, 2604, 2605, 2606, 2607, 2608, 2609, 2610, 2611, 2612, 2613, 2614, 2615, 2616, 2617, 2618, 2619, 2620, 2621, 2622, 2623, 2624, 2625, 2626, 2627, 2628, 2629, 2630, 2631, 2632, 2633, 2634, 2635, 2636, 2637, 2638, 2639, 2640, 2641, 2642, 2643, 2644, 2645, 2646, 2647, 2648, 2649, 2650, 2651, 2652, 2653, 2654, 2655, 2656, 2657, 2658, 2659, 2660, 2661, 2662, 2663, 2664, 2665, 2666, 2667, 2668, 2669, 2670, 2671, 2672, 2673, 2674, 2675, 2676, 2677, 2678, 2679, 2680, 2681, 26

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojí

Katedra: obrábění a montáže Školní rok: 1987/88

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Příkryl Zdeněk

obor 23-07-8

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Racionalizace montážních prací při externích montážích

## Zásady pro vypracování:

1. Průzkum současného stavu montážních prací
2. Rozbor rozpojování a spojování strojních součástí při externích montážích
3. Návrh nových způsobů rozpojování a spojování strojních součástí nástroje poháněných přenosnou elektrohydraulickou pohonnou jednotkou za podmínek:
  - pohonná jednotka je vhodná pro externí montáže
  - výstupní krouticí moment 430-1800 Nm
  - max. průměr šroubů 50 mm
  - elektrohydraulická jednotka je připojitelná na síť 220V 50 Hz

V 301/88

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5  
PSČ 461 17

KOM/OM

Rozsah grafických prací: dle potřeby

Rozsah průvodní zprávy: 40 - 60 stran

Seznam odborné literatury:

Pivoňka, J.: Příručka hydraulických pohonů. SNTL Praha 1969

Maca, J. - Holec, F.: Mechanizace hydraulikou. SNTL Praha 1967

Technologické postupy - MONTAS Hradec Králové

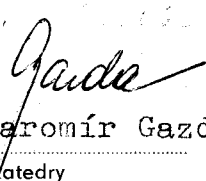
Vedoucí diplomové práce: Ing. A. Průšek

Konzultant: Ing. V. Dvořák - Montas Hradec Králové

Datum zadání diplomové práce: 30. 9. 1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10. 5. 1988

L.S.

  
Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.

Vedoucí katedry

  
Prof. Ing. Vladimír Frášil, DrSc.

Děkan

v Liberci dne 30. 9. 1987

Místopřisežně prohlašuji, že jsem  
diplomovou práci vypracoval samostatně  
s použitím uvedené literatury

V Liberci, dne 10. 5. 1988



PŘÍKRYL Zdeněk

Vysoká škola strojní a textilní Liberec  
nositel Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

obor 23 - 07 - 8 - strojírenská technologie  
zaměření obrábění a montáž

RACIONALIZACE MONTÁŽNÍCH PRACÍ  
PŘI EXTERNÍCH MONTÁŽÍCH

v n. p. MONTAS  
KOM - OM - 555

Zdeněk Příkryl

Vedoucí práce : Ing. A. Průšek - KOM VŠST  
Konzultant : Ing. V. Dvořák - n. p. Montas

Počet stran ..... 94  
Počet příloh  
a tabulek ..... 5  
Počet obrázků.. 40  
Počet výkresů.. 30  
Počet modelů  
nebo jiných příloh.. 0

Datum 10. 5. 1986

|      | Obsah                                                                             | strana |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 1.0. | ÚVOD                                                                              |        |
| 1.1. | Zajištění potřeb v národním hospodářství v oblasti externích montáží              | 7      |
| 1.2. | Základní předpoklady pro zajišťování externích montáží v podniku                  | 8      |
| 2.0. | SOUČASNÝ STAV MONTÁŽNÍCH PRACÍ                                                    | 9      |
| 3.0. | REALIZACE PŘEDPĚTÍ VE ŠROUBOVÉM SPOJI                                             | 12     |
| 3.1. | Realizace žádaného předpětí momentovými klíči                                     | 13     |
| 3.2. | Realizace žádaného předpětí elektrickými nebo pneumatickými klíči                 | 16     |
| 3.3. | Realizace žádaného předpětí měřením úhlu dotažení matice nebo šroubu              | 17     |
| 3.4. | Realizace žádaného předpětí měřením prodloužení šroubu                            | 18     |
| 3.5. | Realizace žádaného předpětí zahřátím šroubu                                       | 19     |
| 3.6. | Realizace žádaného předpětí pomocí speciálních podložek, matic nebo hlav šroubů   | 21     |
| 3.7. | Kontrolní zařízení na měření předpětí a cejchování momentových klíčů              | 23     |
| 4.0. | VŠEOBECNĚ O MECHANIZACI A MODERNIZACI                                             | 24     |
| 4.1. | Hydraulické pohony                                                                | 25     |
| 4.2. | O hydraulických obvodech všeobecně                                                | 30     |
| 4.3. | Zdroje tlakové energie                                                            | 32     |
| 4.4. | Hydraulické motory                                                                | 34     |
| 5.0. | MOŽNÉ POHONY NÁSTROJŮ POHÁNĚNÝMI PŘENOSNOU ELEKTROHYDRAULICKOU Pohonnou jednotkou | 42     |
| 5.1. | Nástroj poháněný zubovým hydromotorem                                             | 42     |
| 5.2. | Nástroj poháněný lamelovým motorem                                                | 44     |



|                                                                                                        |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 5.3. Nástroj poháněný pístovým rotačním motorem                                                        | 50 |
| 6.0. NÁVRHY NÁSTROJŮ S POHONEM PŘÍMOČARÝM HYDRAULICKÝM MOTOREM                                         | 58 |
| 6.1. Hydraulické motory pro pohyby přímočaré                                                           | 58 |
| 6.2. Hydraulické válce pro otáčivý vratný pohyb                                                        | 66 |
| 6.3. Návrh nástroje s použitím hydraulického válce s ozubeným pístem zabírajícím do ozubeného pastorku | 71 |
| 7.0. NÁVRH NÁSTROJE S POUŽITÍM PLUNŽROVÉHO MOTORU A NATAČECÍ PÁKY                                      | 73 |
| 7. 1. Výpočet funkčních částí                                                                          | 76 |
| 8.0. NÁVRH NÁSTROJE S POUŽITÍM LINEÁRNÍHO PÍSTOVÉHO MOTORU A NATAČECÍ PÁKY                             | 84 |
| 8.1. Výpočet funkčních částí                                                                           | 84 |
| 9.0. ZÁVĚR                                                                                             | 91 |
| LITERATURA                                                                                             | 94 |

### Seznam příloh

Hydraulický klíč

1-KOM-OM-555-01-000

Ročnice

2-KOM-OM-555-01-001

Pouzdro s ramenníkem

2-KOM-OM-555-01-002

Klíč s rožnicí

3-KOM-OM-555-01-003

Válec

3-KOM-OM-555-01-004

Rukojeť

3-KOM-OM-555-01-005

Pístní tyč

4-KOM-OM-555-01-006

Píst

4-KOM-OM-555-01-007

Čko

4-KOM-OM-555-01-008

Válec

4-KOM-OM-555-01-009

Opěra

4-KOM-OM-555-01-010

Základna

4-KOM-OM-555-01-011

Pojistka

4-KOM-OM-555-01-012

Opěra

4-KOM-OM-555-01-013

Válec

4-KOM-OM-555-01-014

Patka

4-KOM-OM-555-01-015

Čep

4-KOM-OM-555-01-016

Rožnice

4-KOM-OM-555-01-017

Hydraulický klíč

1-KOM-OM-555-02-000

Válec

2-KOM-OM-555-02-001

Pouzdro s ramenníkem

2-KOM-OM-555-02-002

Rukojeť

3-KOM-OM-555-02-003

Opěra

3-KOM-OM-555-02-004

Ročnice

3-KOM-OM-555-02-005

Pístník

3-KOM-OM-555-02-006

Čep

4-KOM-OM-555-02-007

Držák

4-KOM-OM-555-02-008

Válec

4-KOM-OM-555-02-009

Čep

4-KOM-OM-555-02-010

Válec

4-KOM-OM-555-02-011



## Seznam použitých zkratek a symbolů

|                 |                                  |                                      |
|-----------------|----------------------------------|--------------------------------------|
| VHJ             | - Výrobně hospodářská jednotka   |                                      |
| 5LP             | - Pětiletý plán                  |                                      |
| ČSN             | - Československá státní norma    |                                      |
| Mk max.         | - Maximální krouticí moment      | /Nm/                                 |
| $\varnothing d$ | - Průměr                         | /mm /                                |
| Gk              | - Mez kluzu                      | /MPa/                                |
| S               | - Stoupání šroubovice            | /mm/                                 |
| k               | - Bezpečnost                     |                                      |
| M <sub>tk</sub> | - Utahovací moment               | /Nm/                                 |
| F <sub>o</sub>  | - Předpětí                       | /N/                                  |
| $\Delta l_s$    | - Dovolené prodloužení šroubu    | /mm/                                 |
| C <sub>s</sub>  | - Tuhost šroubu                  | /N . mm <sup>-1</sup> /              |
| S               | - Průřez                         | /mm <sup>2</sup> /                   |
| l <sub>s</sub>  | - Délka šroubu                   | /mm/                                 |
| $\gamma^\circ$  | - Úhel potřebný k utažení šroubu | /°/                                  |
| $\alpha$        | - Délková roztažnost             | /°C <sup>-1</sup> /                  |
| t <sub>s</sub>  | - Teplota šroubu                 | /°C/                                 |
| t <sub>o</sub>  | - Teplota okolí                  | /°C/                                 |
| p               | - Tlak                           | /MPa/                                |
| v               | - Rychlost                       | /m . s <sup>-1</sup> /               |
| Q               | - Objemový průtok                | /m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup> /  |
| q               | - Hltnost                        | /m <sup>3</sup> . ot <sup>-1</sup> / |
| $\eta$          | - Účinnost                       |                                      |
| P               | - Výkon                          | /kW/                                 |
| e               | - Exentricita                    | /mm/                                 |
| n               | - Otáčky                         | /s <sup>-1</sup> /                   |
| F               | - Síla                           | /N/                                  |
| W <sub>o</sub>  | - Průřezový modul v ohybu        | /mm <sup>3</sup> /                   |
| M <sub>o</sub>  | - Ohybový moment                 | /Nm/                                 |

## 1.0. ÚVOD

### 1.1 Zajištěnost potřeb v národním hospodářství v oblasti externích montáží

Náročné úkoly, které před strojírenství postavil XVII. sjezd strany, jako před rozhodující odvětví a které se vysokou měrou podílí na výrazném zvyšování dynamiky a efektivity výrobních procesů, vyžadují i od podniku Montas odpovědný přístup k plnění úkolů na těch akcích, které zabezpečují cíle stanovené státním plánem. Koncepce obchodní politiky podniku v 8. i další pětiletce musí proto plně korespondovat s úkoly schválených národohospodářských plánů. V návaznosti na tuto povinnost podnik vytváří takové podmínky, aby byly zabezpečeny prioritní potřeby národního hospodářství všech odběratelů, které jsou u podniku uplatňovány při projednávání dodavatelsko-odběratelských vztahů v rámci gesční činnosti a nosných programů VHJ Chepos. Plnění této podmínky vyžaduje proto přistupovat ke skladbě zakázkové náplně v jednotlivých letech z pozice znalosti a dalšího poznávání vývoje situace v reprodukci základních výrobních fondů a potřeb jednotlivých odvětví a oborů národního hospodářství, jejichž činnost tyto konečné cíle stanovené státním plánem plně zabezpečují.

V návaznosti na výrobní programy trustu podniků VHJ Chepos a nosný program našeho podniku je obchodní činnost podniků nadále zaměřována na montáže investičních celků, kusových dodávek montáže, inovací a modernizací výrobních procesů a generálních oprav pro tradiční odběratele trustu VHJ Chepos v odvětví ministerstev průmyslu, zemědělství a výživy, hutnictví a těžkého strojírenství, paliv a energetiky a zvláště pak pro podniky naší VHJ, které plní funkci VDF a ostatních ústředních orgánů včetně podniků zahraničního obchodu.

## 1.2 Základní předpoklady pro zajišťování externích montáží v podniku

Rozhodujícím prvkem pro zajišťování externích montáží je vybavenost podniku po stránce materiální ke zvládnutí technologie montáží, jejich organizaci s použitím nejnovějších technických poznatků a v neposlední řadě i kvalifikace odborných pracovníků ve všech technických a výrobních profesích.

Již v průběhu 7. 5LP se začala projevovat tendence ústupu od velkotonážní chemie ke kvalifikované malotonážní chemii včetně biochemie a ekologických akcí ve všech odvětvích. Tento nový směr rozvoje spojený současně s požadavky na inovační růst výkonností technologických zařízení, jakož i rozvoj nových technologií vede k tomu, že k nejnáročnějším na pracnost i kvalifikaci budou stále více patřit montáže speciálních potrubí a speciálních velkoraměrových zařízení s vysokými nároky na přesnost sestavení, kvalitu montáže, svaření a čistotu provedení. Těmto požadavkům se musí podřídit i zaměření celé kvalifikační struktury podniku včetně vybavenosti.

V této oblasti má podnik zkušenosti i kvalifikovaný personál. Nevyhovující je však situace po stránce materiálního vybavení, které technicky zaostává a se stoupajícím počtem pracovníků jakož i jednotlivých obchodních případů požadavky na toto vybavení rostou. Převážně se jedná o prostředky těžké a lehké mechanizace včetně dopravních prostředků a uvedeného ručního nářadí. K tomuto přistupuje i požadavek na základní vybavení podniku v oblasti stavebních investic a rekonstrukcí. Z důvodu nevyhovující situace v prostředcích lehké mechanizace přistoupil podnik Montas k zadání diplomové práce na návrh nových způsobů zapojování a spojování strojních součástí nástrojů poháněných přenosnou elektrohydraulickou pohonnou jednotkou.

## 2.0 Současný stav montážních prací

Spojování částí pomocí šroubových spojů patří stále mezi nejběžnější způsoby montáže. V současnosti se na montážních pracovištích setkáváme s praktikami, které ani zdaleka nezabezpečují zásady správné montáže šroubovými spoji. Ve většině případů jsou kvalita i produktivita práce ponechány na zkušenostech a zručnostech montérů. Vybavenost mechanizačními prostředky, kvalitním nářadím a kontrolními přístroji pro tuto činnost je na nízké úrovni. V mnoha případech ani technologický postup neřeší optimální postup montáže šroubového spoje.

Převážná většina šroubových spojů se v současné době a i v budoucnosti montuje a bude montovat utahováním matice nebo hlavy šroubu určitým kroutícím momentem.

Ruční nářadí pro utahování a povolování šroubů a matic malých a středních průměrů je na montážních pracovištích prováděno různými druhy klíčů a šroubováků. Dovolené zatížení tohoto nářadí je rozděleno na několik tříd podle jeho konstrukčních a materiálových dimenzí. Nejlépe dimenzovaného nářadí lze použít do velikosti šroubu M 24, ale pro větší nikoliv. Omezené použití tohoto nářadí pro větší utahovací moment je dáno obtížností vyvinout patřičný kroutící moment využitím pouze lidské síly.

Kvalita a produktivita práce při montáži šroubových spojů středních a velkých průměrů s použitím běžného nářadí je přímo úměrná zkušenosti a fyzické zdatnosti pracovníků. Největším problémem je vyvození optimálního utahovacího momentu pro daný průměr šroubu. Zvětšování ramene nastavováním délky klíče, na které montér působí svo-

ji silou, je ve většině případů omezeno rozměry ostatních dílů v okolí šroubového spoje. Rovněž použití úderů palič na konec krátkých klíčů je z podobných důvodů omezen. Zvětšování síly nebo intenzity úderů při zachování vhodné délky ramene narůstá na fyzické možnosti montéra, nehledě na značné snížení bezpečnosti práce. Z těchto příčin je většina šroubových spojů velkých rozměrů, u kterých není jiným způsobem kontrolována velikost předpětí /např. tenzometricky apod./, smontována s nepříznivě nízkým předpětím.

Dostupné mechanizované nářadí pro montáž šroubových spojů má také své omezení, neboť největší elektrické či pneumatické utahovákы vyráběné v RVHP vyvinou maximální utahovací moment 1000 Nm tj. jsou použitelné pro maximální velikost šroubu M 36.

Tento problém je aktuální v n. p. Montas, kde při konstrukci velkých montážních celků se používá šroubových spojů značných rozměrů s požadovanou velkou svěrnou silou. Případy montáže jsou řešeny individuálně na velice rozdílné technické úrovni. Jak již bylo výše uvedeno, realizuje se utahování šroubů v n. p. Montas pouze s využitím lidské síly a za pomoci tzv. nastavných klíčů, kde je možno zvětšit rameno, na němž působí utahovací síla. Dále se používají úderné klíče, jedná se o jednostranné klíče s údernou plochou, avšak tyto klíče i když jsou vyrobeny z velice kvalitního materiálu se velice rychle opotřebí a nejsou dále použitelné.

Tuto problematiku řešili též v k.p. Škoda a výsledkem jsou velmi zajímavá řešení. Ve snaze o racionalizaci šroubových spojů, zvláště na montážních pracovištích, bylo

v k. p. Škoda - odbor technologie, vyvinuto několik univerzálních násobičů utahovacího momentu, jejichž parametry jsou na světové úrovni. V podstatě se jedná o malé planetové převodovky s převodovým poměrem 1 : 4,85, 1 : 5,5, 1 : 14 a 1 : 57. Násobiče momentu byly s úspěchem odzkoušeny v náročných podmínkách interních a externích montáží. V současné době je vyvinuto několik desítek kusů tohoto zařízení, které se osvědčilo a je využíváno v Dodavatelsko-inženýrském závodě a v dalších závodech k.p. Škoda.

Tento problém lze samozřejmě řešit dovozem z kapitalistických států, což je ale finančně náročné. I když mnoho firem již vyvinulo a vyrábí velmi kvalitní zařízení. Například firma Desoutter z Velké Británie vyrábí utahovák se šnekovým pohonem poháněný vzduchem, jeho použití je ale pouze pro malé utahovací momenty. Pro velké utahovací momenty a velké průměry šroubů vyrábí firma Atlas-Copco /Švýcarsko/ ruční úderové pneumatické velkopříměrové utahovák s velmi jemnou regulací momentu. Na elektrický pohon vyrábí utahovák firma Bosch /NSR/, ale pouze na šrouby střední velikosti i když se značným utahovacím momentem. Další firmou, která se zabývá výrobou utahováků je firma Ingersoll-Rand /USA/, která má široký sortiment od malých až po obří velikosti šroubů /až M300/. Mezi další výrobce patří firmy Demag-Pokorný z NSR. Vyrábějí se i utahovák mobilní poháněné hydraulickou silou pro střední velikosti šroubů od firmy Ingersoll-Rand, kde se osový pohyb pístu přenáší jednoduchou řehtačkou na kruhový čtyřhran. Pro průměry až 101 mm vyrábí hydraulické utahovák firma Power-Dyne /USA/, Enerpac /Švýcarsko/, Walter /NSR/, které pracují na stejném principu jako předešlé.

/6/10/

### 3.0 Realizace předpětí ve šroubovém spoji

Velké procento předepjatých šroubů se dosud utahuje na potřebné předpětí běžnými šroubovými klíči podle citu dělníka. Je samozřejmé, že předpětí takto utažených šroubů značně kolísá. Tomuto kolísání se nezabrání ani tehdy, utahuje-li šrouby jeden a tentýž zkušený dělník. To je způsobeno nepozorností, která je zaviněna vzrůstající pracovní únavou.

Pro utahování jakostních šroubů se má používat výhradně jakostních zavřených klíčů nástrčkových /ČSN 230636 nebo ČSN 230637/, protože čelisti otevřených klíčů se velmi často rozevrou a poškodí šestihran hlavy nebo matice. Pro utahování šroubů velkých průměrů se s oblibou používá klíčů s krátkou rukojetí /ČSN 230628/. Utahovací síla se na tomto klíči vyvine údery kladiva na hlavici, kterou je zakončena krátká rukojeť. Šrouby utahované tímto způsobem jsou namáhány nejenom kroucením, ale i ohybem. U krátkých šroubů je přídatné ohybové napětí zanedbatelné. Podobně je tomu u dlouhých šroubů, které se vlivem ohybu opírou o okraj díry pro šroub. Nebezpečných hodnot nabývá toto ohybové napětí u šroubů středně dlouhých a může být příčinou poškození šroubu.

Má-li být při montáži velmi namáhavých šroubů zaručeno dodržení určitého předpětí  $F_0$ , nebo má-li být dodrženo alespoň v určitých mezích daných rozptylem součinitele tření /viz obr. 3 / je nutno použít některého z následujících způsobů realizace žádaného předpětí:

1. momentovými klíči
2. elektrickými nebo pneumatickými klíči
3. měřením úhlu dotažení matice nebo šroubu
4. měřením prodloužení šroubu
5. zahřátím šroubu
6. dotažením speciálně upravených šroubů nebo podložek

### 3.1 Realizace žádaného předpětí momentovými klíči

Momentové klíče, jimiž se utahují předepjaté šrouby, jsou upraveny tak, že dovolují buď měření točného momentu potřebného pro utažení šroubu na žádané předpětí, nebo se při dosažení potřebného momentu automaticky vypnou a nedovolí utahování. Velikost potřebného momentu se určí výpočtem

$$M_{K_{\max}} = 1,065 \cdot \frac{d^2 \cdot G_K \cdot s}{k \cdot 1000}$$

$M_{K_{\max}}$  - krouticí moment /N . m/

$d$  - průměr jádra šroubu /mm/

$k$  - minimální mez kluzu /MPa/

$s$  - stoupání šroubovice /mm/

$k$  - bezpečnost / pro  $k$  500 MPa - 1,25  
pro  $k$  500 MPa - 1,43/

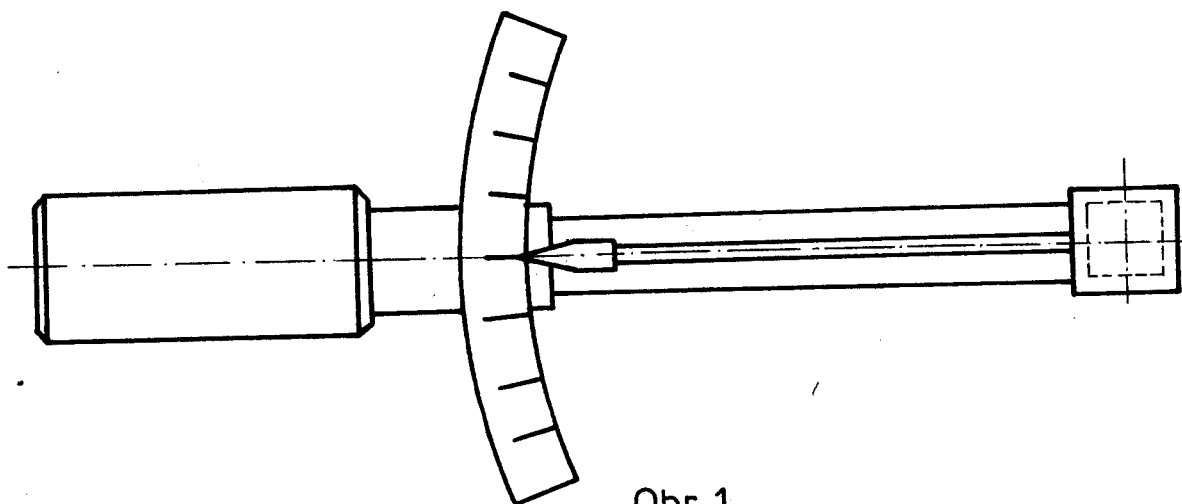
1,065 - empiricky zjištěná konstanta

nebo se určí pokusem /viz 3.7 /. Aby bylo možné měření nebo omezení potřebného momentu na klíči, je použito buď mechanického-zařízení /šroubové nebo listové pružiny, torzní tyče a měří se stlačení, průhyb nebo zkroucení/ /viz obr.1

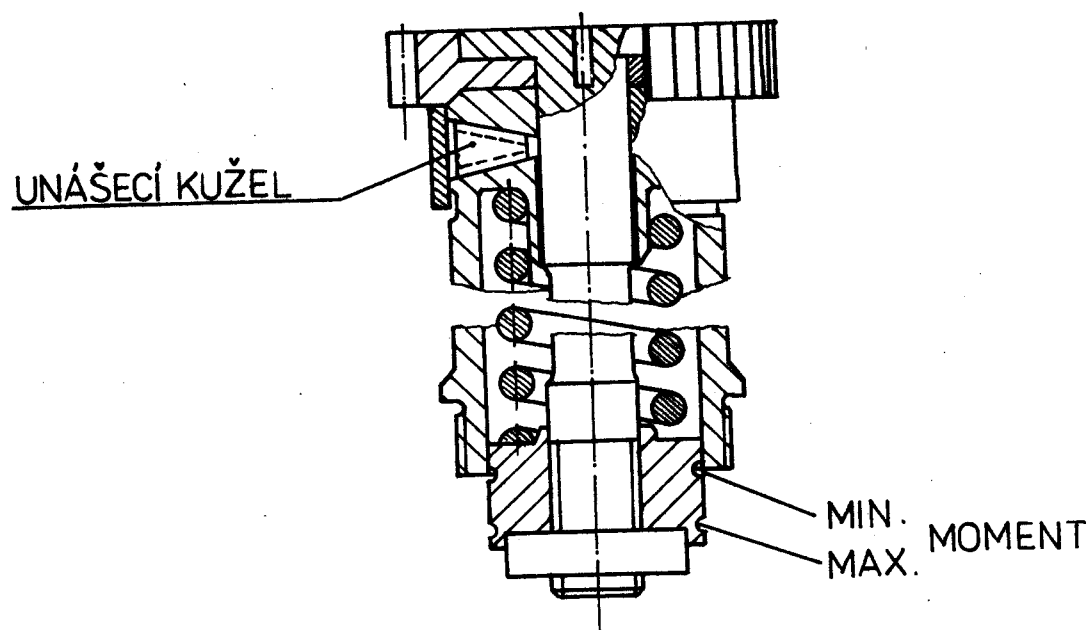
/, nebo zařízení hydraulického /průhyb, stlačení nebo zkroucení se převádí na tlak oleje, který se měří/. Přitom je číselníkový úchylkoměr nebo manometr ~~ce~~chován tak, že ukazuje místo výchylky nebo tlaku přímo moment. Automatické vypínání klíče je zajištěno buď nastavitelnou kluznou spojkou nebo západkovým mechanismem.

Protože tření na závitech i na dosedacích plochách hlavy nebo matice je závislé na celé řadě činitelů /viz obr.3

/, mezi jinými i na způsobu zhotovení závitu, na mazání a druhu použitého maziva atd., je tento způsob zajištění

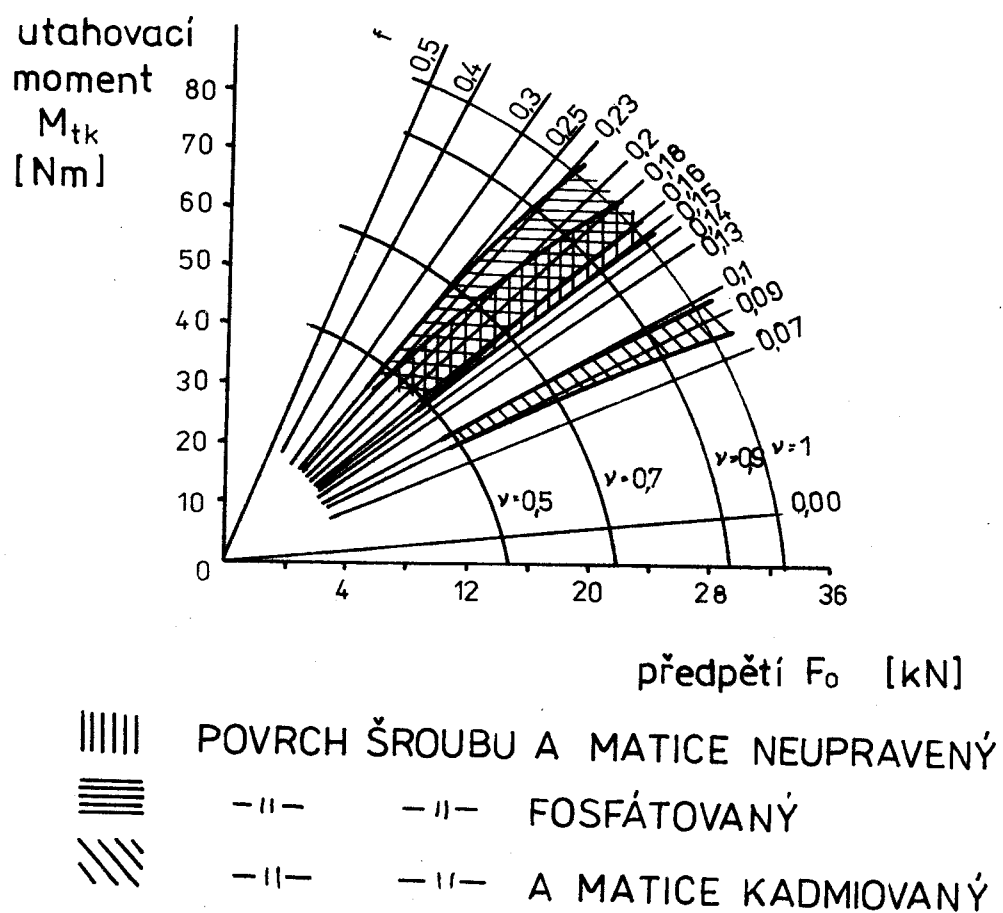


Obr. 1



Obr. 2

Obr.3 VLIV ROZPTYLU HODNOT SOUČiniteLE  
TŘENÍ NA VELIKOST PŘEDPĚTÍ PŘI  
STEJNÉ VELIKOSTI MOMENTU



velikosti nutného předpětí velmi nepřesný i za předpokladu, že činitele ovlivňující tření mohou být udržovány konstantní, pokud je to ovšem při větším počtu šroubů vůbec možné.

Použití momentových klíčů není vhodné, má-li být dokonale využita únosnost šroubu a šroub se má utáhnout tak, že napětí stoupne až blízko k mezi kluzu. Šroub se buď nedotáhne nebo se přetáhne. Taková situace vznikne u šroubů, u nichž shodou okolností je tření velké nebo naopak malé /v rámci rozptylu/. Použitím diagramu  $M_{tk1} - F_0$  /viz obr. 3 / může se předpětí udržet v určitých předem známých mezích.

### 3.2 Realizace žádaného předpětí elektrickými nebo pneumatickými klíči

Při zkouškách vysokofrekvenčních elektrických nebo pneumatických šroubových klíčů se ukázalo, že skutečně po určitém počtu úhozů se přiblíží utažení šroubu žádanému předpětí. Takový mechanický vysokofrekvenční šroubový klíč musí mít kromě motoru, převodovky a omezovače počtu úhozů ještě unašeč vlastního nástroje /klíče, šroubováku/ spojený s regulačním zařízením, jímž se dá seřídit velikost momentu na klíči. Omezovač počtu úhozů je nastavitelný na různé počty úhozů a automaticky vypne motor, rovná-li se počet úhozů počtu, na nějž byl nastaven, tj. počtu, který je potřebný k utažení šroubu na žádané předpětí.

Jednoduchá na různou velikost momentu na klíči nastavitelná kuželíková spojka je na obr. 2 . Přeskakováním unášecích kuželíků ze žlábků v přírubách spojky vznikají úhozy, kterými se šroub utahuje. Síla úhozů se řídí utahováním nebo povolováním šroubové pružiny. Tyto se s výhodou seřizují na zařízeních pro cejchování momentových klíčů /viz

3.7 /.

### 3.3 Realizace žádaného předpětí měřením úhlu dotažení matice nebo šroubu

Tento způsob je použitelný pouze tehdy, jde-li o dotažení šroubů větší délky, které zaručuje, že úhel otočení klíče od dosednutí matice k úplnému dotažení šroubu na žádané předpětí je dostatečně velký a měřitelný. Při utahování musíme šroub nejprve utáhnout tak, aby spojované součásti na sebe řádně dosedly; potom se šroub povolí a znovu dotáhne podle citu /asi na 0,1 žádaného předpětí, a to nejlépe tak, že se klíč uchopí blízko hlavy s čelistí, která je nasazena na hlavě nebo matici utahovaného šroubu, palec ruky se položí na utahovaný šroub a ten se utáhne. Bylo zjištěno, že utahuje-li tento šroub více osob, je rozptyl velikosti tohoto předběžného dotažení menší než kdyby při utahování držely klíč normálně. Poloha matice nebo šroubu získaná tímto utažením je výchozí polohou pro měření úhlu, o nějž má být šroub utažen, aby dotažením vzniklé předpětí mělo žádanou velikost. Úhel potřebný k utažení šroubu se vypočítá ze vztahu

$$\Delta l_s = \frac{F_0}{C_s}$$

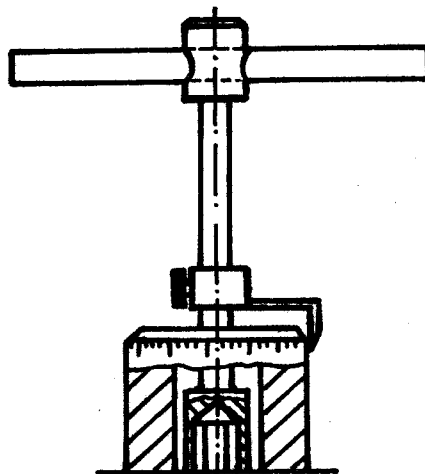
$$C_s = \frac{E \cdot S}{l_s}$$

$$\text{arc } \varphi = \frac{\Delta l_s}{S}$$

$$\varphi^\circ = \frac{180 \cdot \Delta l_s}{\pi \cdot S}$$

- $\Delta l_s$  - dovolené prodloužení
- $F_0$  - předpětí
- $C_s$  - tuhost šroubu
- $S$  - průřez jádra šroubu
- $s$  - stoupání
- $l_s$  - délka šroubu

K dotažení se používá klíčů se speciálním úhloměrem  
/viz obr.4 /



Obr.4

Jsou autoři, kteří dávají přednost tomuto způsobu před používáním momentových klíčů. Jiní popírají výhody této metody pro nepřesnost výchozí polohy pro měření úhlu. K tomu je nutno podotknout, že předběžné utažení musí být tak velké, aby se jím eliminoval vliv nerovnosti povrchu a chyb v dosednutí spojovaných částí i v poloze os /ohyb/ apod.. A znovu je nutno upozornit, že tento způsob je použitelný s výhodou jedině tehdy, je-li šroub dost dlouhý, aby úhel utažení byl dobře měřitelný.

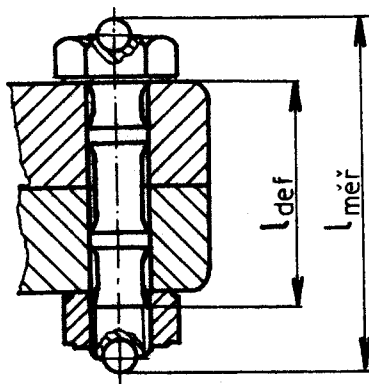
### 3.4 Realizace žádaného předpětí měřením prodloužení šroubu

Přímé měření prodloužení šroubu dává nej přesnější hodnoty předpětí. Prodloužení se dá měřit buď přímo / obr.5 /, je-li šroub dobře přístupný, nebo měřením z jedné

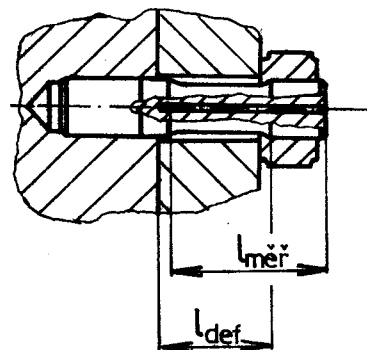
strany speciálně upraveného šroubu /obr. 6      /. Potřebné  
prodloužení se vypočítá ze vzorce:

$$\Delta l_s = \frac{F_0}{C_s}$$

Obr. 5



Obr. 6



### 3.5 Realizace žádaného předpětí zahřátím šroubu

Tento způsob je v podstatě určování velikosti předpětí určováním a měřením prodloužení šroubu. Šroub se zahřívá zasunutím elektrického topného tělesa do dutiny šroubu upravených speciálně k tomuto účelu /obr. 7      /.

U dlouhých kotevních šroubů se to dělá tak, že šroub je opatřen pláštěm a do prostoru mezi šroubem a pláštěm se vhání horká voda. Potřebné zahřátí šroubu se vypočítá z rovnice

$$\Delta l_s = \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_s - t_0)$$

$$t_s = \frac{\Delta l_s + \alpha_s \cdot l_s \cdot t_0}{\alpha_s \cdot l_s}$$

nebo

$$\Delta t_s = \frac{\Delta l_s}{\alpha_s \cdot l_s}$$

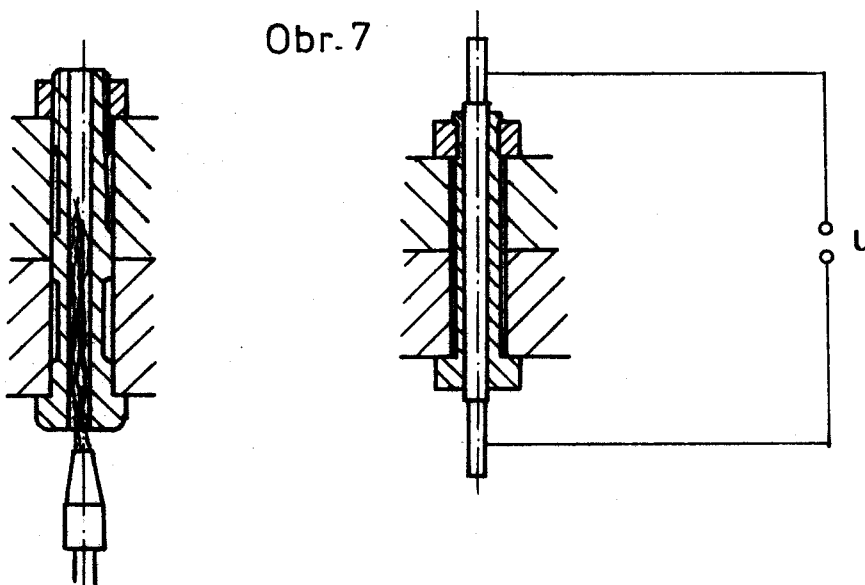
kde

$$\Delta t_s = t_s - t_0$$

Po zahřátí šroubu se matice pouze lehce dotáhne. Zchladnutím šroubu vznikne žádoucí předpětí. Potřebné prodloužení šroubu se vypočítá ze vzorce

$$\Delta l_s = \frac{F_0}{C_s}$$

Obr. 7



### 3.6 Realizace žádaného předpětí pomocí speciálních podložek, matic nebo hlav šroubů

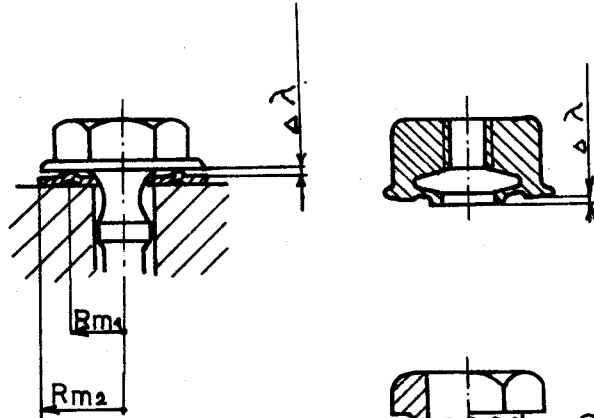
Na žádané předpětí můžeme šroub dotáhnout bez měření a bez momentových klíčů použitím speciálně upravených podložek, matic nebo hlav šroubů.

Méně dokonalý způsob je použití matic upravených tak, že se při překročení určitého momentu na klíči zvlášť k tomu přizpůsobená část matice /krček zeslabený kruhovými dírami obr. 8 / trvale deformuje a tím upozorní montéra na to, že bylo žádaného předpětí šroubu dosaženo. Nevýhody tohoto způsobu jsou:

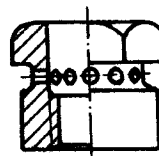
- a/ matice se dá použít jenom jednou
- b/ velikost předpětí je závislá na rozptylu hodnot součinitele tření a kromě toho i na rozptylu pevnostních hodnot materiálu matice, je tedy stejně nejistá jako při použití momentových klíčů.

Jiný způsob /uváděný pod názvem "Kospa-Princip"/ je založen na pružné ohybové deformaci zvlášť k tomu upravených podložek, matic nebo hlav šroubů /viz obr. 9 /. Působením zatížení pruží podložka, matice, nebo hlava tak, že dvě na sobě nezávislé dosedací plochy postupně dosednou. Tím se změní průběh momentu na klíči potřebného k utahování šroubu. S předpětím šroubu postupně rostoucí moment na klíči - až do bodu C<sub>1</sub> /viz obr. 10 / - náhle poněkud klesne do bodu C<sub>2</sub>. Tento pokles a následující strmější vzrůst momentu na klíči /dosedají obě plochy/, který nemůže být montérem přehlédnut, signalizuje, že šroub je utažen na žádané předpětí. Uvolňování nebo další utahování šroubu vyžaduje zvýšené úsilí montéra, protože moment na klíči /z bodu C/ v jednom i druhém směru se zvětšuje. Tím je šroub zajištěn i proti uvolnění.

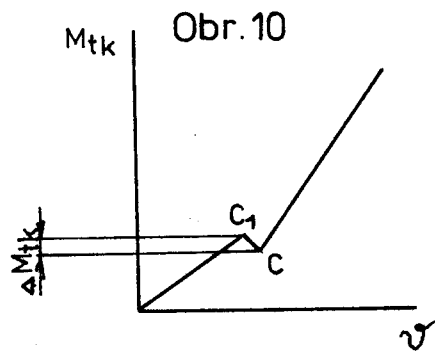
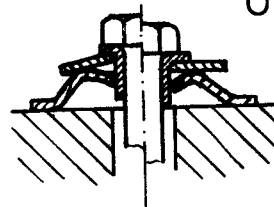
Obr. 9



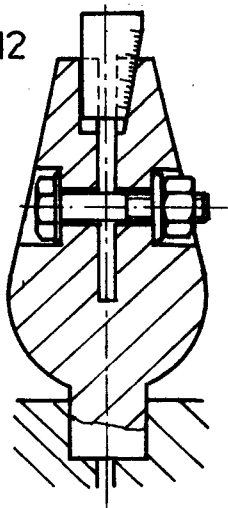
Obr. 8



Obr. 11



Obr. 12



Výhodou tohoto způsobu je zajištění přesné velikosti předpětí a také to, že pružností upravených částí šroubů se vyrovnává i "sedání" spoje, a tím se zabráňuje pokledu předpětí.

Na podobném principu je založen způsob používaný v USA /výrobce American Mine Supply Co/ /viz obr. 11 /. Kulovitě klenutá podložka, spočívající na tvarované pružící podložce, se utahením šroubu na žádané předpětí vyrovná. Ztrátou předpětí se opět vyklene.

Velikost předpětí není libovolně nastavitelná, což je společnou nevýhodou všech tří způsobů.

### 3.7 Kontrolní zařízení na měření předpětí a cejchování momentových klíčů

Výhodou těchto poměrně jednoduchých zařízení je možnost v průběhu měření částečně vyloučit vliv rozptylu celkového součinitele tření.

Kontrolujeme vždy alespoň jeden šroub z každé sady dodaných šroubů a zjistíme velikost potřebného momentu na klíči. Podle něho potom seřídíme momentový klíč.

Na obr. 12 je nakresleno jednoduché kontrolní zařízení, které je tvořeno vidlicovou pružinou, jejíž rozvidlení je zmenšováno utahovaným šroubem. Zmenšení rozvidlení se měří buď měřícím klínem, nebo číselníkovým úchylkoměrem. Klín i úchylkoměr je zpravidla cejchován tak, že udává přímo velikost svěrné síly - předpětí.

Podobná velmi přesná zařízení na měření předpětí jsou vybavena olejohydraulickým měřícím zařízením, které rovněž umožňuje přímé odečítání předpětí měřeného šroubu.

/1/2/

#### 4.0 Všeobecně o mechanizaci a modernizaci

Mechanizací a modernizací strojů se odstraňuje namáhavá obsluha, zvyšuje se technická úroveň strojního zařízení a v neposlední řadě se zvyšuje kvalita výsledné práce. Ve strojním parku našich závodů je mnoho strojů, které již morálně zastaraly. Jejich hodnota v poměru k novým, moderním a produktivním strojům je malá. Mnoho úkonů se dělá ještě ručně. Modernizací je možno dosáhnout i u méně výkonných a technicky zastaralých strojů, úrovně odpovídající požadavkům moderní technologie a organizace výroby a to podstatně menšími náklady, než při nákupu nových strojů. Efektivnost se zvýší modernizuje-li se stroj současně s generální opravou. Výsledkem modernizace strojů je snížení strojního času a zejména zkrácení vedlejších časů. V našich strojírenských závodech se v podstatě modernizuje dvěma způsoby:

1. Mechanizované stroje si zachovávají svoji univerzálnost, zvyšuje se jejich výkon, tuhost, mechanizují se pomocné úkoly. Dosahuje se toho zvětšením počtu otáček pracovního vřetena, zajištěním rychloposuvů, mechanizací upínání /hydraulická sklířidla a koníky/, instalací kopírovacích zařízení, automatických zásobníků a měřidel. Tím se zkracují strojní a vedlejší časy, zvyšuje se přesnost a bezpečnost strojů. Modernizované stroje pracují dále v rámci původního určení.
2. Modernizované stroje se přebudují na jednoúčelové a speciální stroje. Původní univerzální stroj se mění na stroj účelový. Metoda skupinového nasazení je hlavním vodítkem pro účelovou modernizaci strojního parku. Stroj je vybaven účelovým přípravkem /upínacím, dělicím/, popř. tlačítkovým ovládáním nebo má automatický pracovní cyklus.

Automatický pracovní cyklus lze zajistit těmito způsoby:

1. elektrický
2. pneumaticky
3. hydraulicky

U prvního způsobu se modernizace neobejde bez podstatnějších zásahů do původní konstrukce. Druhý způsob je výhodný proto, že ve většině závodů je k dispozici stlačený vzduch, to samozřejmě nepřipadá v úvahu na externích pracovištích. Nevýhodou jsou větší rozměry přídavného zařízení, zvláště při větších pracovních výkonech.

Třetí způsob je poměrně snadný. Stroj lze modernizovat pomocí přídavného zařízení bez zásahu do konstrukce. Rozměry přídavného zařízení jsou i při velkých výkonech malé. Nevýhodou je však nutnost instalace hydraulického agregátu, který dodává tlakový olej.

Při modernizaci nelze označit jako nejvýhodnější jen jeden způsob. Volba záleží také na konstrukci stroje a na rozsahu modernizace. Nejschůdnější cestou při rozsáhlejší modernizaci bývá kombinace jednotlivých způsobů. Výhodna je kombinace elektrohydraulická. Hydraulikou se zajišťují pracovní funkce, elektrickými prvky pak funkce řídicí. Použití obou způsobů společně je zdůvodněno i tím, že se v současné době vyrábějí v dostatečném sortimentu prvky jak pro obvody hydraulické tak elektrické.

#### 4.1 Hydraulické pohony

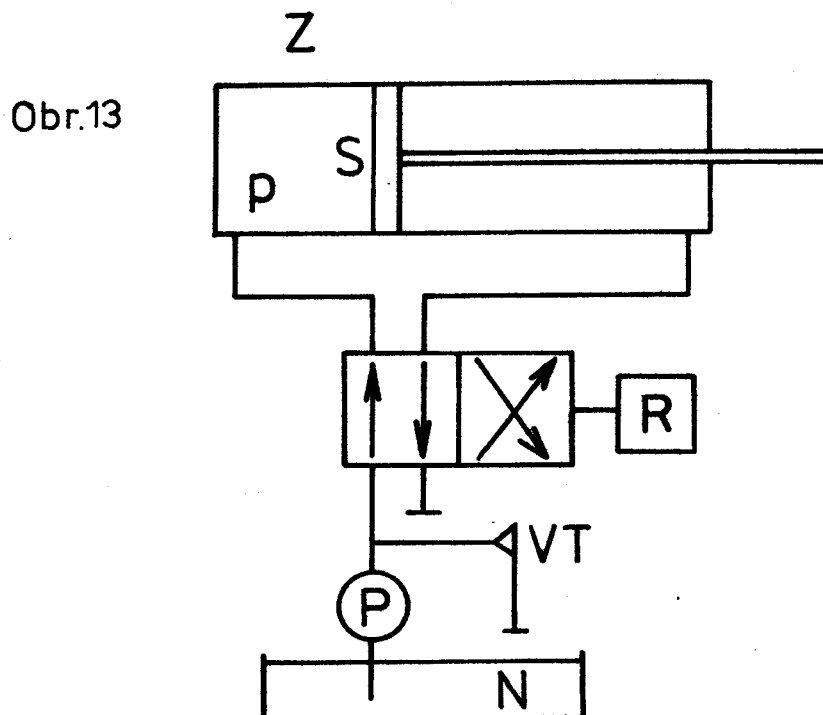
Hydraulické pohony možno rozdělit do dvou základních skupin:

1. hydrodynamické pohony
2. hydrostatické pohony

U hydrodynamických pohonů se využívá k dosažení pohybu nebo k přenosu momentů změny kinetické energie kapaliny.

Hydrostatický tlak zůstává přitom v celém systému téměř konstantní a je velmi malý. Jsou obdobou vodních turbín a odstředivých čerpadel. Hydrodynamické pohony jsou konstruovány pro přenos velkých výkonů.

Hydrostatický pohon využívá k dosažení pohybu nebo k přenosu momentu tlakové energie kapaliny. Kinetická energie je přitom zanedbatelná a zůstává v celém systému přibližně konstantní



Čerpadlo P dodává kapalinu do válce Z, jehož píst se pohybuje působením síly  $F = p \cdot S$ , je-li tlak  $p$  v MPa a plocha  $S$  v  $\text{mm}^2$ . Tento typ pohonu je velmi rozšířen. Možno ho rozdělit do dvou skupin:

1. hydrostatický pohon s přímočarým pohybem
2. hydrostatický pohon s otáčivým pohybem.

Hydrostatické pohony s otáčivým pohybem nejsou ještě tak rozšířeny, avšak v poslední době se jich používá stále více, zejména v oboru automatizace. Jsou mnohem menší než elektrické pohony s plynulou změnou otáček pro stejný přenášený výkon. Též moment setrvačnosti rotačních hydraulických motorů je mnohem menší, což je výhodné zejména při rozbírání, reverzaci a změně otáček. Hydrostatické pohony se rozšířily zejména se zřetelem na tyto vlastnosti:

1. Jednoduchými mechanickými prostředky možno dosáhnout u hydrostatického pohonu značných silových převodů z teoreticky neomezeným rozsahem, od nejmenších sil do největších.
2. Snadný rozvod energie i na málo přístupná místa.
3. Snadná plynulá změna rychlosti a otáček. Rychlosti je možno měnit v širokých mezích i za chodu stroje.
4. Možnost plynulé regulace řezné síly nebo přenášeného krouťacího momentu.
5. Jednoduchá změna směru pohybu. U pracovního válce s pístem dosáhneme přímočarého pohybu bez chvění a vratný pohyb je bez ráží i při větších rychlostech, použijeme-li zařízení, které utlumí rázy nebo zabrání jejich vzniku při změně směru pohybu v úvratích.
6. Spolehlivá ochrana proti přetížení. Píst hydraulického válce, na který působí tlaková kapalina, nemůže při najíždění na pevný dorez vyvinout větší sílu, než odpovídá nastávenému tlaku, takže nemůže nastat poškození mechanické části stroje.
7. Tyto pohony jsou výhodné pro samočinné řízení pracovních cyklů strojů, zvláště se spojením s elektrickým řídicím systémem.

8. Váhově i rozměrově jsou lehčí než elektrické pohony o stejném výkonu.
9. Všechny díly hydraulických prvků se pohybují v oleji a prakticky se neopotřebovávají, je-li údržbě věnována náležitá péče.
10. Jednotlivé součásti hydraulického zařízení lze snadno normalizovat a sestavovat do funkčních celků pro jednotlivé pracovní úkony. Jednotlivé části jsou spojeny potrubím.
11. Hydraulické pohony mají velmi klidný chod.

Hydrostatické pohony mají také nevýhody, z nichž hlavní jsou tyto:

1. Všechny součásti hydraulických prvků, z nichž je obvod sestaven, vyžadují pečlivou a přesnou výrobu. Jednotlivé větve hydraulických okruhů musí být v řídicích částech vzájemně dobře utesněny. Těsnost je všeobecným a nutným požadavkem hydraulického okruhu. Netěsnosti mohou způsobit při velkých tlacích pronikání tlakové kapaliny z jedné větve do druhé, unikání tlakové kapaliny a někdy také nasávání vzduchu.
2. Všechny části hydraulického okruhu jsou choulostivé na nečistoty a proto při naplňování a výměně hydraulického oleje je nutno dbát úzkostlivě čistoty.
3. Při provozu se kapalina otepluje vlivem vnitřního tření a víření, velké oteplení nastává zejména při škrcení proudu kapaliny. Též při velkých rychlostech v potrubí se kapalina velmi rychle ohřívá. Vzniklé teplo se přenáší na ostatní součásti stroje a ty se teplem roztahují a při nevhodné konstrukci mohou nastat poruchy. Také vzduch, který olej pohlcuje, nebo který vznikne netěsnostmi, způsobuje

zvětšení pružnosti, která se projevuje chvěním a trhavými pohyby.

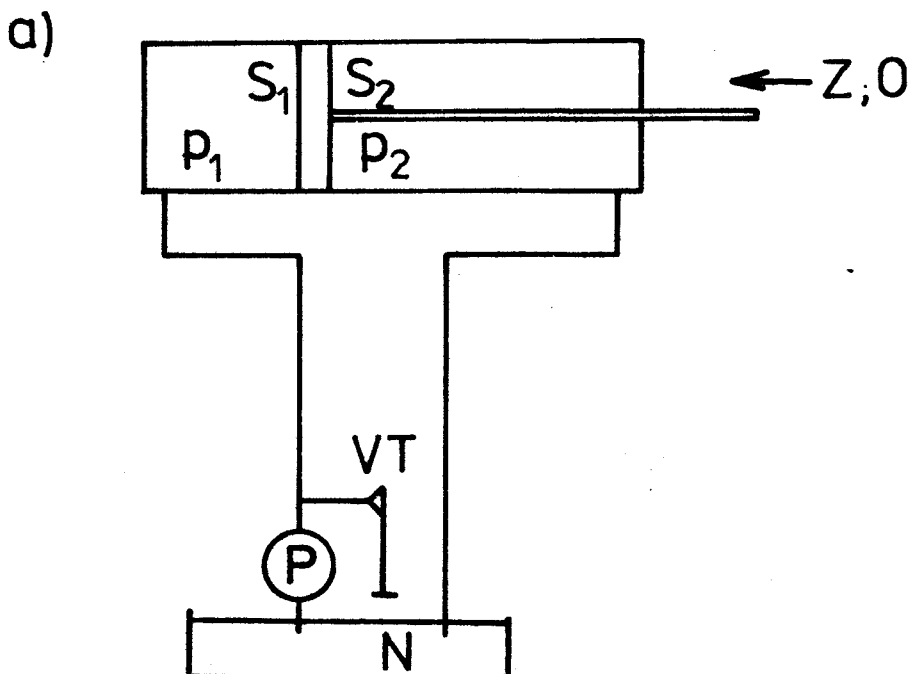
Všechny tyto nevýhody mohou být příčinou nesprávné funkce hydraulického zařízení.

## 4.2 O hydraulických obvodech všeobecně

Hydraulický obvod je skupina hydraulických prvků, kterými je možno tlakovou energii kapaliny přeměnit v pohyb rotační nebo přímočarý, nebo se jimi vyvozuje síla. Obvod se skládá ze zdroje tlakové kapaliny, z hydraulického motoru, z ovládacích členů, z pomocných členů, z nádrže na provozní kapalinu a z potrubí. Hydraulické zařízení používané při modernizaci je složeno z jednoho nebo několika jednoduchých hydraulických obvodů. V zásadě se dělí hydraulické obvody do dvou skupin:

- a/ hydraulický obvod otevřený
- b/ hydraulický obvod uzavřený

Obr.14

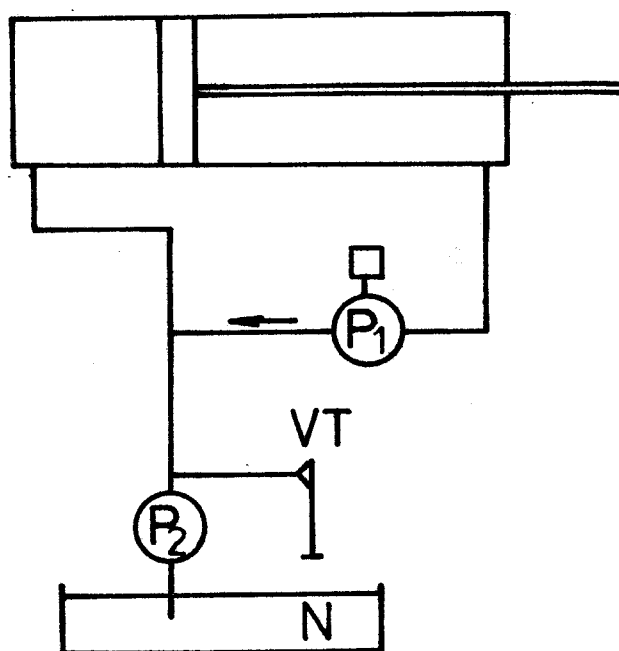


U otevřeného hydraulického obvodu se provozní kapalina vrací po každém pracovním cyklu z motoru zpět do nádrže. Energie tlakové kapaliny, která působí na plochu pístu  $S_1$ , mění se na sílu, jež musí překonávat jednak užitečnou sílu  $Z$ , pasivní odpory  $O$  a protitlak  $p_2$  z opačné strany pístu. Platí zde rovnice rovnováhy:

$$S_1 \cdot p_1 = Z + O + S_2 \cdot p_2$$

Kapalina je nasávána čerpadlem  $P$  z nádrže  $N$ . Čerpadlo dodává tlakový olej na jednu stranu válce. Aby nedošlo k přetížení čerpadla je v obvodu zapojen pojistný ventil  $VT$ , který se vrací do činnosti při překročení maximálního nastaveného tlaku a přepouští kapalinu zpět do nádrže. Tlak  $p_1$  se nastavuje samočinně podle odporu v mezích, na které je dimenzován pojistný ventil. Rychlost vyvozeného pohybu je závislá na množství kapaliny, která je dodávána čerpadlem.

Obr. 15



U uzavřeného hydraulického obvodu obíhá kapalina určitého objemu v uzavřeném okruhu /čerpadlo  $P_1$ , pracovní válec, čerpadlo  $P_2$ / takže se kapalina nevrací zpět do nádrže. V obvodu jsou zařazena dvě čerpadla, z nichž čerpadlo  $P_1$  dodává proměnné množství kapaliny a čerpadlo  $P_2$  je neregulační /slouží pro doplnění uzavřeného obvodu/. Rychlost v tomto obvodu je dána množstvím kapaliny nasávané čerpadlem  $P_1$  z válce. Udržování tlaku v hydraulických obvodech.

Pro udržování tlaku v hydraulickém obvodu slouží pojistné zařízení, které udržuje tlak na žádané výši. Jinak by mohlo nastat při přerušení odběru kapaliny takové zvýšení tlaku v hydraulickém systému, při kterém by se mohly porušit prvky hydraulického obvodu, jako čerpadlo, motor, regulační ventil atd.

Pojistný ventil spojí obvod s nádrží v případě, že se zvýší tlak nad dovolenou hodnotu, která byla nastavena na pojistném ventilu.

Přepouštěcího ventilu se používá při regulaci rychlosti škrcením. Při zmenšení odběru tlakové kapaliny přepustí přebytečnou kapalinu zpět do nádrže.

Ke kontrole tlaku slouží manometr, na nichž bývá maximální tlak označen červenou vřskou.

#### 4.3 Zdroje tlakové energie

Zdrojem tlakové energie je čerpadlo, které dodává tlakovou kapalinu do celého hydraulického obvodu. Proto čerpadlo značně ovlivňuje spolehlivý chod celého hydraulického pohonu. Čerpadla musí dodávat rovnoměrné množství kapaliny, aby byla zajištěna plynulost pohybu. Též ztráty netěsnosti musí být co nejmenší, jinak dochází ke značným objemovým ztrátám

a ohřívání oleje. Přitom se snažíme, aby čerpadla byla co nejmenší a nejllehčí.

Čerpadla rozdělujeme do dvou základních skupin:

- a/ čerpadla s konstantním dodávaným množstvím kapaliny
- b/ čerpadla s proměnným dodávaným množstvím kapaliny

Do první skupiny patří všechna čerpadla s neměnnými rozměry sacího a výtlačného prostoru. Jsou to čerpadla pístová, rubová, šroubová, lopatková atd. V této skupině dosáhneme změny dodávaného množství kapaliny pouze změnou otáček.

Druhou skupinu tvoří čerpadla, u kterých rozměry sacího a výtlačného prostoru lze měnit za provozu.

Podle konstrukčního provedení je dnes nejrozšířenějším čerpadlem pro konstantní množství kapaliny čerpadlo zubové, pro svou jednoduchou a výrobně nenáročnou konstrukci. Používá se ho pro tlaky 0,5 až 5 MPa /maximální tlaky až 10 MPa/.

Šroubová čerpadla patří též do skupiny čerpadel s konstantním dodávaným množstvím kapaliny. Dodávají kapalinu velmi rovnoměrně. Pracují stejně jako zubová čerpadla bez ventilů. Velmi obtížná výroba rotorů je hlavní příčinou malého rozšíření těchto čerpadel. Šroubová čerpadla mají jeden, dva nebo tři rotory. Čerpadla s jedním rotorem jsou určena pouze k dopravě mazacího oleje nebo k přečerpávání do malých výšek.

Pro větší dodávané množství kapaliny používáme čerpadel lopatkových, která mají poměrně malé rozměry. Podle směru, jakým kapalina se nasává a vytlačuje, dělíme je do dvou skupin:

1. lopatková s přítokem tangenciálním
2. lopatková čerpadla s rotačním rozvodem.

Výhodou lopatkových čerpadel je možnost měnit směr toku kapaliny, přičemž se zachovává směr otáčení rotoru. Těto změny dosáhneme změnou kladných hodnot výstřednosti rotoru na záporné.

Čerpadla pístová jsou výrobně osti náročná, ale značně rozšířená v hydraulických pohonech. Mají dobrou mechanickou a objemovou účinnost, umožňují snadné dosažení nejvyšších používaných tlaků, dodávané množství klesá velmi málo se stoupajícím tlakem. Dovolují značný rozsah regulace. Plochy, které je třeba těsnit, jsou zpravidla válcové a jejich těsnění není obtížné. Podle provedení jsou rotační pístová čerpadla radiální buď s písty vedenými v rotoru nebo s písty vedenými ve statoru s výstředníkem. U rotačních pístových čerpadel axiálních je pohyb umožněn unášecí deskou, jejíž sklon lze měnit.

#### 4.4 Hydraulické motory

Tlaková energie dodávaná čerpadlem se přeměňuje v hydraulickém motoru na energii mechanickou. Podle druhu pohybu můžeme rozdělit hydraulické motory do dvou zákl. skupin.

1. Motory s přímočarým pohybem
2. Motory s rotačním pohybem.

##### Motory s přímočarým pohybem

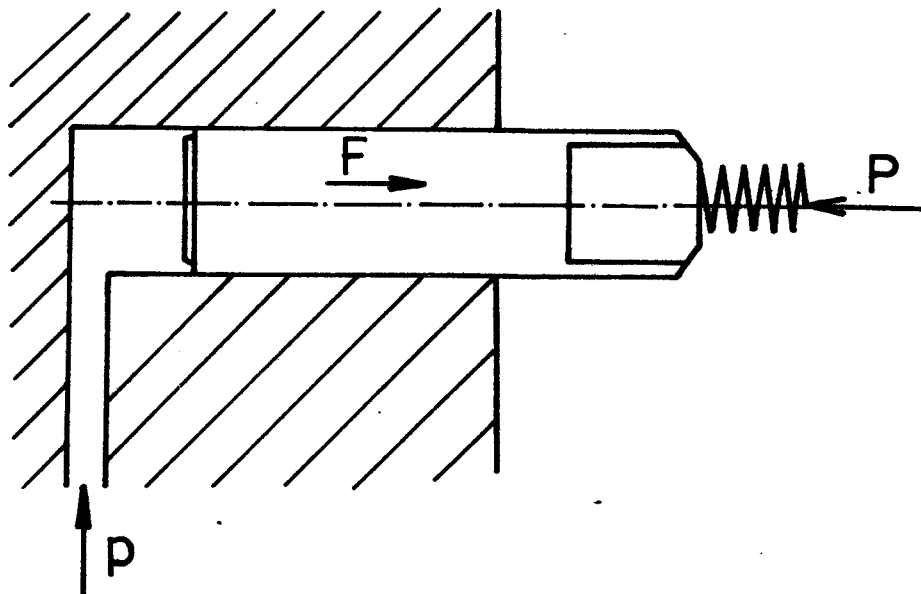
Do této skupiny patří především pracovní válce s pístem, neboť je to nejstarší a nejpoužívanější prvek k získání přímočarého pohybu. Jeho pohyby jsou stejnoměrné a rychlost možno měnit v širokých mezích. Vhodnou volbou a kombinací můžeme pomocí těchto motorů zautomatizovat mnoho technologických pochodů, což by bylo normálními mechanickými způsoby

obtížné.

Podle konstrukce rozeznáváme několik základních typů:

a/ Válec s plunžrem

Obr.16



Tlaková kapalina se přivádí na levou stranu plunžru a vysune píst silou F proti působení odporu P. Po skončení pracovního pohybu vrací se plunžr zpět. Tento zpětný pohyb je zajištěn silou P nebo při svislém uspořádání vlastní vahou. Kapalina pod pístem je vytlačována do odpadu /nádrže/.

Jelikož konstrukce je výrobně poměrně levná a nevyžaduje tak přesné opracování, je používána velmi často u hydraulických zvedáků a jiného zvedacího zařízení.

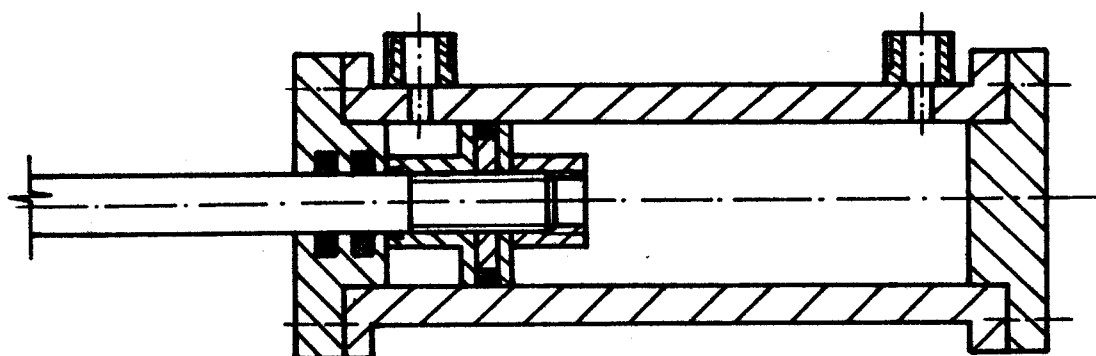
Síla, kterou získáme, se vypočte podle vzorce:

$$F = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$p$  - měrný tlak MPa  
 $S$  - plocha plunžru mm<sup>2</sup>  
 $d$  - průměr plunžru mm

b/ Válec a píst s jednostrannou pístní tyčí

Obr.17



Zde se píst pohybuje ve válci působením tlakového oleje  
 v obou směrech. Tlakový olej působí v jednom směru na plnou  
 plochu pístu a v druhém pouze na mezikruží vytvořené vnějším  
 průměrem pístu a průměrem pístní tyče. Vyvozené síly nejsou  
 v obou směrech stejné za předpokladu konst. tlaku oleje.  
 Na plnou plochu pístu působí síla

$$F_1 = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [N]$$

Síla na straně pístní tyče

$$F_2 = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad [\text{N}]$$

D - průměr válce      mm

d - průměr pístní tyče      mm

p - měrný tlak      MPa

Také rychlosti pohybu jsou rozdílné při konstantním dodávaném množství kapaliny. Chceme-li při tomto uspořádání dosáhnout stejné rychlosti v obou směrech, musíme změnit dodávané množství /změnou výstřednosti čerpadla nebo škrcením průtoku v jednom směru/.

Je-li plocha za pístem  $S_1$  a její příslušná rychlost  $v_1$ , plocha před pístem  $S_2$  a rychlost  $v_2$  budou se rychlosti řídit vztahem:

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} \qquad v_2 = \frac{Q}{S_2}$$

a z toho obdržíme poměr rychlostí

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{S_1}{S_2}$$

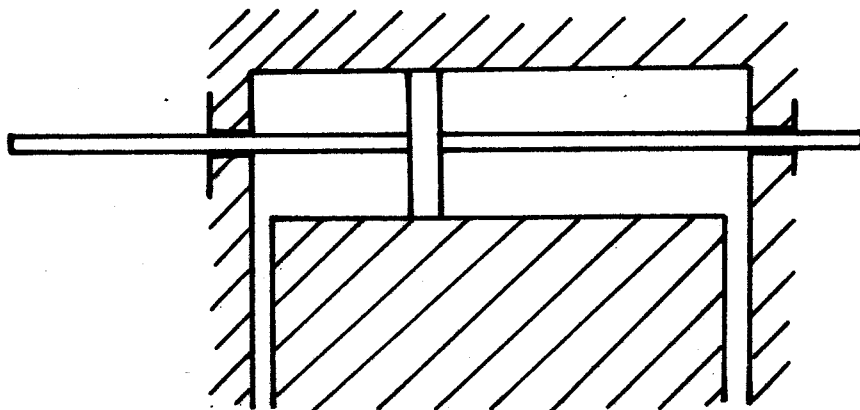
Při malých pracovních rychlostech se využívá změny rychlosti pro zřejmé posuny nástrojů. Hydraulické válce jsou jednoduché, nevyžadují náročnou obsluhu a je možno jich použít i na těžko přístupných místech. Uchycení válců je buď pevné nebo výkyvné. Konstrukčně bývají řešeny tak, že jsou snadno rozebitelné. Píst a pístové tyče se těsní pomocí manžety U, kroužku O nebo litinových pístních kroužků. Těsnění pomocí

kroužků O je jednoduché a vhodné pro velký rozsah tlaků. Ztráty netěsnostmi jsou malé. Nevýhodou je větší třecí síla a lepení kroužků při delší přestávce v provozu. Manžety jsou vhodné pro střední tlaky, kdy jejich těsnost je velmi dobrá. Třecí odpor je podstatně nižší než u kroužků O. Jejich použitím se délka pracovního válce prodlužuje. Kovových pístních kroužků se používá tam, kde jsou žádány malé pasívní odpory pístů a dlouhá životnost. Netěsnost u tohoto druhu těsnění je však větší a její zmenšování je závislé na pečlivém lícování zámku.

#### c/ Válec s oboustrannou pístní tyčí

Při konstantním dodávaném množství a konstantním tlaku přiváděného oleje je zde síla a rychlost v obou směrech stejná za předpokladu, že průměr pístních tyčí je shodný.

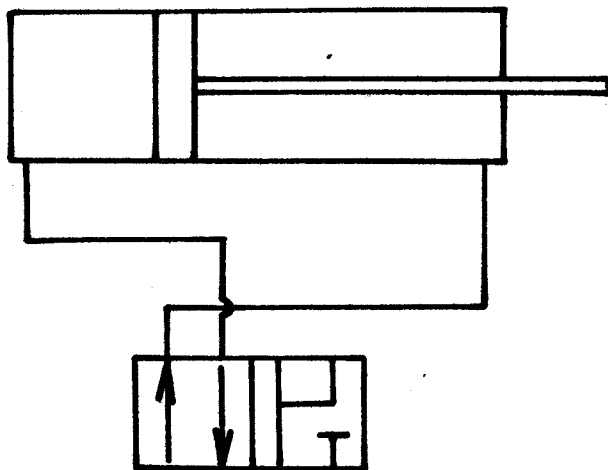
Obr. 18



d/ Válec s diferenciálním pístem

Tato konstrukce umožňuje při vhodně voleném poměru pístu a jednostranné pístní tyče dvě různé rychlosti pístu v obou směrech. Vytlačováním oleje z pravého prostoru válce do levého prostoru zvětšujeme dodávané množství na levou stranu pístu, a tím dosahujeme stejné rychlosti v obou směrech.

Obr.19



Účinné plochy na obou stranách pístu bývají v poměru 1 : 2 až 1 : 3. U hydraulických motorů s přímočarým pohybem může být pohyblivý píst v nepohyblivém válci nebo naopak. Nepohyblivých pístních tyčí využíváme pro přívod tlakového oleje. Volba jednoho nebo druhého provedení je závislá na konstrukci stroje.

U hydraulických motorů s přímočarým pohybem dbáme na dokonalé odvzdušnění. Rozptýlený vzduch v oleji se hromadí na nejvyšších místech hydraulických válců. Proto také

přívodní potrubí se má vždy ústít do těchto míst hydraulického válce, aby vytlačovaný olej z odpadové strany válce strhával vzduch do odpadu, kde může volně unikat. Tam, kde není tato možnost jsou na nejvyšších místech nutné od-vzdušňovací ventily.

Při plném využití zdvihu pracovního válce mohou často vznikat škodlivé rány, které mají vliv na funkci i přesnost stroje. Proto se rychlost pístu tlumí před úvratěmi. Tlumení rychlosti pístu záleží v tom, že před dosažením krajní polohy se postupně uzavírá neškrcený odtok oleje. Tím se rychlost postupně zmenšuje až na minimální nastavenou hodnotu. Při takové konstrukci je i rozjezd z krajní polohy zpomalen, což bývá žádáno.

#### Rotační hydraulické motory

Hydraulické motory a hydraulické převody slouží především k plynulé regulaci otáček nebo kroutícího momentu. Teoreticky mohou všechna čerpadla s nuceným rozvodem tlakového oleje pracovat jako hydraulické motory, přivádíme-li do nich tlakový olej. Hydraulický motor a čerpadlo mohou být od sebe odděleny nebo v jednom tělese. Pak mluvíme o hydraulické převodovce /měniči/. V technické praxi se používá mnoha konstrukcí hydraulických motorů, například zubových, lan-elových, pístových radiálních nebo axiálních, které jsou popsány v různých odborných příručkách.

Nejčastěji jsou používány motory pístové s axiálním uspořádáním pístů v rotoru, které jsou vhodným prvkem při modernizaci výrobního zařízení. Těchto motorů lze s výhodou použít všude tam, kde se požaduje plynulá regulace v širokém rozsahu otáček a malý zastavěný prostor při dostatečném výko-

nu. Krátká doba rozběhu, doběhu a reverzace je dána malým momentem setrvačnosti a je vhodná tam, kde se požaduje dojezd na pevný doraz, nebo tam, kde je třeba značné tuhosti v širokém regulačním rozsahu. Hydraulické motory jsou pístové konstrukce s axiálním uspořádáním pístů v rotoru.

Hlavy těchto pístů se opírají o široký opěrný kotouč.

Působením osové síly hlav pístů na kotouč převádí se přímočarý pohyb na pohyb rotační. Jelikož tyto hydromotory mají neměnný sklon opěrného kotouče, je za stálého tlaku přiváděného oleje v celém rozsahu otáček konstantní krouticí moment. Otáčky se řídí změnou dodávaného množství oleje do motoru, a to buď

a/ škrcením kapaliny při spojení hydraulického motoru s čerpadlem dodávajícím konstantní množství kapaliny

b/ nastavením čerpadla s proměnným množstvím dodávané kapaliny

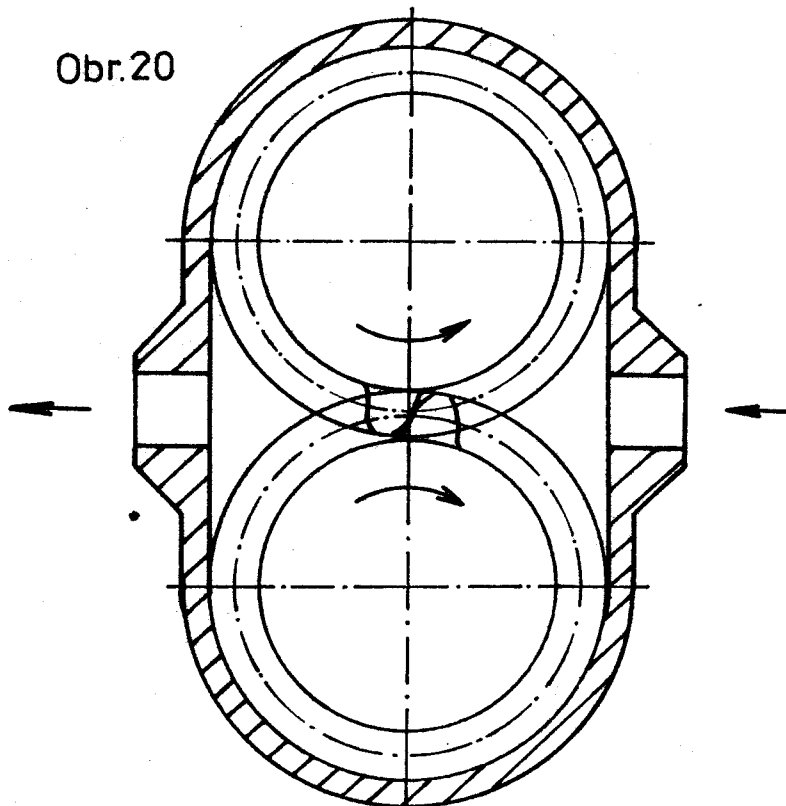
/5/

## 5.0 Možné pohony nástrojů poháněnými přenosnou elektrohydraulickou pohonnou jednotkou

### 5.1 Nástroj poháněný zubovým hydromotorem

Zubové hydromotory pracují na stejném principu jako čerpadla. Jsou v podstatě tvořeny dvěma vzájemně zabírajícími ozubenými koly /z nichž jedno je hnací/, která jsou uložena v tělese s velmi malou radiální vůlí /řádově v setinách mm/. Čepy kol jsou uloženy v ložiskách. Vůle mezi čelními plochami kola tělesem, popř. víkem, je z důvodů vzájemného těsnění zubových mezer též v setinách mm. Při rotaci kol, tak jak vycházejí zuby ze záběru, plní se zubové mezery kapalinou, čímž vzniká ve vstupním prostoru čerpadla sací účinek. Kapalina je pak dopravována plynule zubovými mezerami po obvodu do výtlačného prostoru čerpadla /obr. 20 /.

Obr.20



Jakmile přijdou zuby opět do záběru, uzavře se v mezeře zbylé množství kapaliny, která nemá kam uniknout. Uzavřený prostor se dále zmenšuje, kapalina je stlačována na vysoký tlak a značně se zahřívá. Výsledkem je přidavné rázové namáhání ložisek a pokles účinnosti vlivem vnějších objemových ztrát. Tento nepříznivý jev se odstraňuje vytvořením odlehčovacích drážek v tělese nebo víku, kterými se kapalina z kritického prostoru odvede zpět do výtlaku a sání.

Kola v zubovém hydromotoru musí splňovat všechny požadavky kladené na silové ozubené soukolí. V motoru přenášejí kola kroutící moment a navíc jsou namáhána hydraulickými silami. Pro zajištění vlastní funkce a plynulosti záběru musí být trvání záběru větší než 1, to znamená, že záběry sousedních zubů se musí částečně překrývat. Vzhledem k principu čerpadla není dodávka stejnoměrná a má pulsační charakter. Velikost pulsací závisí na rozměrech zubové mezery; frekvence těchto rušivých kmitů, které mohou způsobit nepříznivé chvění v soustavě, je dána počtem zubů a počtem otáček.

Zubové hydromotory mohou být podobně jako čerpadla s vnějším nebo vnitřním ozubením. Obvykle hydromotor a čerpadlo stejného typu jsou konstrukčně velmi podobné a mají mnoho součástí společných.

Kroutící moment na hřídeľi hydromotoru

$$M = \frac{p \cdot q}{2\pi} \cdot \eta_m \quad [\text{N.m}]$$

$p$  [Pa] - tlakový spád hydromotoru

$q$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$ ] - hltnost

$\eta_m$  - mechanická účinnost

### Otáčky hydromotoru

$$n = \frac{Q}{q} \cdot \eta_0 \quad [s^{-1}]$$

$Q [m^3 \cdot sec^{-1}]$  - množství přiváděné do motoru

$q [m^3 \cdot ot^{-1}]$  - hltnost

$\eta_0$  - objemová účinnost

### Výkon na hřídeli motoru

$$P = M \cdot n = Q \cdot p \quad [W]$$

Zubové hydromotory pracují s tlaky  $7 \div 10$  MPa vyjíměčně KMPa. Mechanická účinnost dosahuje 70 - 90 %, celková účinnost 60 - 85 %. Při návrhu nástroje pro utahování jsem použití zubového hydromotoru nepovažoval za nejvhodnější. Zubové hydromotory se používají většinou při vysokých otáčkách, to by vyžadovalo použití převodovky, čímž by se zvýšila hmotnost nástroje. Také účinnost zubových hydromotorů je poměrně nízká a mimo to potřebují pro rozběh až 30 % pracovního tlaku, což je vlastně nutný rozběh bez zatížení, což zcela vylučuje použití pro nástroj na utahování, kde je většinou již při rozběhu vyžadován velký moment. Ani sériově vyráběné motory nevyvinou tak velký moment jaký je vyžadován. Mezi výhody patří jednoduchost, kompaktnost, nízké výrobní náklady.

### 5.2 Nástroj poháněný lamelovým motorem

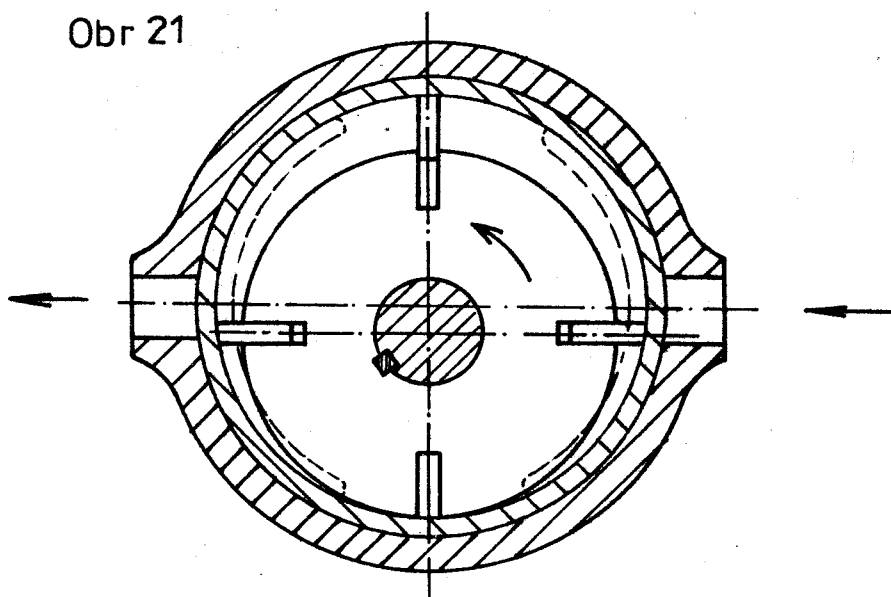
Základní díly lamelového /lopatkového/ motoru jsou rotor, otáčející se uvnitř statoru, lamely, které rozdělují prostor mezi rotorem a státorem na jednotlivé vzájemně oddělené části a čela, utěsňující tento prostor ze strany. V čelech obvykle bývá uspořádán rozvod kapaliny. Radiální

vzdálenost mezi rotorem a statorem se mění po obvodu, takže při otáčení rotoru se mění objem prostoru uzavřeného mezi lamelami. V části dráhy, kde tento objem vzrůstá přivádí se do motoru kapalina. V další části dráhy, kde se uzavřený objem zmenšuje, nastává vytlačování kapaliny. Podle uspořádání přívodních a odpadových prostorů a podle provedení lamel můžeme lamelové motory zařadit do tří skupin:

- a/ s nevyváženým rotorem
- b/ s vyváženým rotorem
- c/ s lamelami ve statoru

#### Lamelové motory s nevyváženým rotorem

Schema lamelového motoru s nevyváženým rotorem je na obr. 21



Válcový rotor je exentricky umístěn ve válcové dutině statoru. V rotoru jsou drážky, v nichž se pohybují lamely, opírající se svou vnější hranou o oběžnou dráhu statoru. Drážky jsou buď radiální, nebo skloněné pod úhlem 10 až 15°. Kapalina se rozvádí otvory v čelech.

Teoretické množství kapaliny dodávané motoru

$$Q_t = 2e \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z) \cdot b \cdot n \quad [\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$$

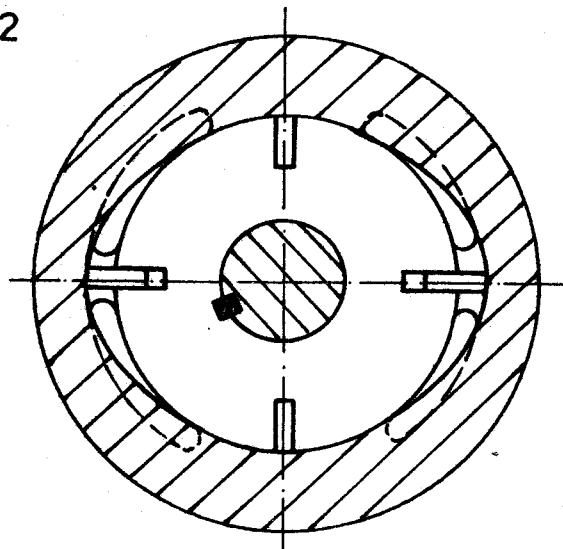
|                         |                      |
|-------------------------|----------------------|
| e - excentricita [m]    | b - šířka lamely [m] |
| D - průměr statoru [m]  | n - otáčky [1/s]     |
| s - tloušťka lamely [m] |                      |
| z - počet lamel         |                      |

Tento vzorec udává množství poněkud vyšší, než je dáno přesným výpočtem. Rozdíl je závislý na počtu lamel a to tak, že při 4 lamelách udává množství vyšší asi o 7 %, při 6 lamelách o 2,5 %, při 8 lamelách je rozdíl asi 1,2 %. Skutečné množství je dáno součinem teoretického množství a objemové účinnosti, která bývá mezi 80 až 90 %. Tento druh motoru může být jak s konstantním, tak s proměnným pracovním objemem, u kterého je objem plynule měnitelný v rozsahu od nuly do maxima. Změny se dosahuje změnou excentricity.

### Lamelové motory s vyváženým rotorem

Schema lamelového motoru s vyváženým rotorem je na obr. 22

Obr. 22



U tohoto typu jsou ve statoru protilehle umístěny dva pří-  
vodní a dva odpadové prostory. Tím dochází k vyrovnaní sil  
na rotoru a tedy k malému zatížení ložisek. To pak vede  
ke zvýšení mech. účinnosti a hlavně k prodloužení jejich ži-  
votnosti. Nevýhodou je nemožnost regulace pracovního objemu.  
Rozvod kapaliny je v čelech /stejně jako u předchozího typu/  
přičemž pro úhlovou vzdálenost sacího a výtlačného kanálu  
platí stejné vztahy jako pro první typ. Oběžná dráha statoru  
mezi jednotlivými rozvodovými otvory je tvořena kruhovými  
oblouky, opsanými ze středu rotoru. Výhodou tohoto tvaru je,  
že se odstraní možnost dodatečného stlačování kapaliny v pro-  
storu mezi lamelami , v prostoru mezi přívodem a odpadem,  
takže nemohou vznikat žádné dodatečné nežádoucí síly, půso-  
pící na rotor. Kromě toho se lamely procházející mezi odpad-

ním a přívodním /kde jsou vystaveny jednostranné síle/, v drážkách nepohybují, čímž se zmenšuje jejich otěr. Rozdíl obou poloměrů oběžné dráhy se volí maximálně rovný 0,4 výšky lamely, aby se lamely při největším vysunutí nepříčily. Tvar oběžné dráhy mezi kruhovými oblouky je volen tak, aby zrychlení při pohybu lamel v drážkách bylo co nejmenší a rovnoměrně rozdělené.

Dodávané množství kapaliny je u těchto čerpadel dáno

$$Q_t = 2[\pi(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) \cdot s \cdot z] b \cdot n \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]}$$

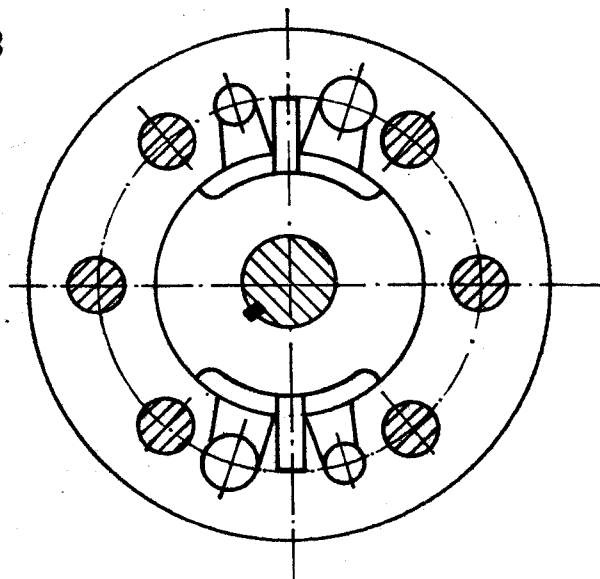
- $r_1$  - poloměr menšího oblouku oběžné dráhy [m]
- $r_2$  - poloměr většího oblouku oběžné dráhy [m]
- $s$  - tloušťka lamely [m]
- $b$  - šířka lamely [m]
- $z$  - počet lamel
- $n$  - otáčky motoru [1/s]

Objemová účinnost těchto motorů bývá v rozmezí 82 až 92 %. Silové vyvážení rotoru umožňuje práci za vyšších tlaků, které spolu s velkým počtem přípustných otáček dávají tomuto typu výhodný poměr váhy k výkonu.

### Lamelové motory s lamelami ve statoru

Tato skupina je nejnovějším typem lamelových motorů obr.23

Obr. 23



Motor má vždy dva rotory, otáčející se ve dvou vzájemně oddělených dutinách statoru. Lamely oddělující prostor přívodu a odpadu jsou umístěny v drážkách statoru a přitlačovány k vnějším povrchům rotorů. Pro každý rotor jsou jen dvě lamely. Rotory mají tvar vaček s dvojitým vhodným profilem umístěným protilehle. Na hřídeli motoru jsou rotory naklínovány tak, aby činné profily obou byly vzájemně natočeny o 90 %. Velký průměr rotoru je shodný s průměrem dutiny statoru, menší jen o nutnou vzájemnou vůli. Drážky ve statoru, v nichž se pohybují lamely, jsou vzájemně posunuty o 180 ° a jejich poloha v jednom statoru je shodná s polohou ve druhém. Jejich neustálý styk s vnějším povrchem rotoru je zajištěn buď mechanickým přitlačováním pružinou, nebo přitlačováním hydraulickým, kdy je nad ně

přiveden tlakový olej z přívodu do motoru, takže přitlačovací síla je úměrná pracovnímu tlaku, což je výhodné z hlediska účinnosti. Vhodný prěríl rotorů dává u tohoto typu motoru výhodu stálého kroutícího momentu.

Dodávané množství je dáno vztahem podobným jako pro motory s vyváženým rotorem:

$$Q_t = 2[\pi(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) 2s] b \cdot n$$

kde jednotlivé hodnoty jsou stejné jako u předchozího typu. Objemová účinnost bývá v rozmezí 70 až 85 %, celková účinnost pak dosahuje hodnot 65 až 80 %.

Při použití lamelového motoru pro nástroj na utahování šroubů jsem hodnotil hlavně výstupní kroutící moment. Běžné lamelové motory nedosahují požadovaný kroutící moment a některé speciální, které dosahují vyšších hodnot momentu jsou svou hmotností nepoužitelné pro nuční nástroj. U motorů s nevyváženým rotorem je nevýhoda silové nevyvážení. Tlak kapaliny působí na celou jednu polovinu rotoru, způsobuje jeho zatížení jednostrannou silou, která musí být zachycena v ložiskách. Velké zatížení ložisek má za následek snížení jejich životnosti a zhoršení mechanické účinnosti čerpadla, která se projevuje zvláště při rozběhu poklesem rozběhového kroutícího momentu. U motorů dalších typů není sice tento pokles tak výrazný, přesto se tyto motory nehodí jako pohon nástroje na utahování šroubů.

### 5.3 Nástroj poháněný pístovým motorem

Pístové motory, přestože patří mezi nejstarší druhy hydraulických motorů, si stále udržují svou pozici všude tam, kde je požadována velká objemová účinnost a vysoký

pracovní tlak.

Základem pístových motorů je píst, resp. písty, konající přímočarý vratný pohyb ve válcích. Podle prostorového uspořádání pístů dělíme pístové motory na dva druhy; axiální a radiální. Teoretické množství  $Q_t$  je dáno průměrem a počtem pístů, jejich zdvihem a otáčkami

$$Q_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i \cdot n \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$d$  - průměr pístů [m]

$z$  - zdvih pístů [m]

$i$  - počet pístů

$n$  - otáčky motoru [ $\text{s}^{-1}$ ]

Skutečně dodávané množství je pak dáno součinem množství teoretického a objemové účinnosti, která se mění podle typu motoru. Všeobecně platí, že pístové motory mají největší objemovou účinnost ze všech druhů hydraulických motorů, protože jak písty, tak válce lze vyrábět s velkou přesností rozměrovou i geometrickou. Tím se dosáhne malých vzájemných vůlí, při dlouhých těsnících plochách, takže úniky pracovní kapaliny kolem pístů jsou velmi malé. Převážná část objemových ztrát vzniká v rozvodu kapaliny.

#### Axiální pístové motory

U axiálních pístových motorů leží osy jednotlivých válců na válcové nebo kuželové ploše. Existuje mnoho různých konstrukčních řešení, která se navzájem liší způsobem pohonu hřídele tj. způsobem přenosu sil z pístů na hřídel a rozvodem kapaliny. Ze všech možných řešení postupně získala převahu taková řešení, která nejlépe vyhovovala požadavkům na hydraulický motor, tj. schopnost pracovat při vysokých otáčkách a tlaku

a při dobré účinnosti objemové i celkové a dlouhé životnosti.

Jednotlivé válce jsou u těchto motorů uspořádány v bloku, který se při práci čerpadla otáčí nebo je pevný.

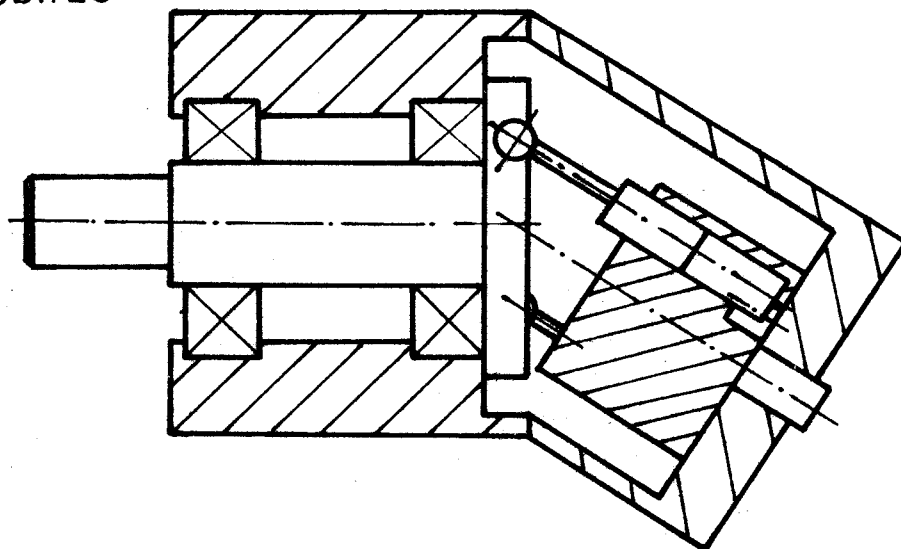
V prvním případě je rozvod kapaliny šoupátkový, kdy blok válců je součástí rozvodového systému a při svém pohybu spojuje jednotlivé válce příslušně podle okamžitého směru pohybu pístu buď s přívodním nebo odpadním prostorem.

Síly z pístů se na hnací hřídel přenášejí buď pomocí ojnice, spojující písty a hřídel, nebo bez ojníc, kdy síly se přenášejí přes blok válců u rotujícího bloku a pohyb pístů je odvozen od šikmé desky přes rotující šikmou desku u stojícího bloku válců, která zajišťuje pohyb hřídele.

#### 1. Rotující blok válců, pohon pístů ojnícemi

- možné dvě alternativy a/ s lomenou osou /obr. 23 /
- b/ osa bloku válců totožná s osou hřídele

Obr. 23

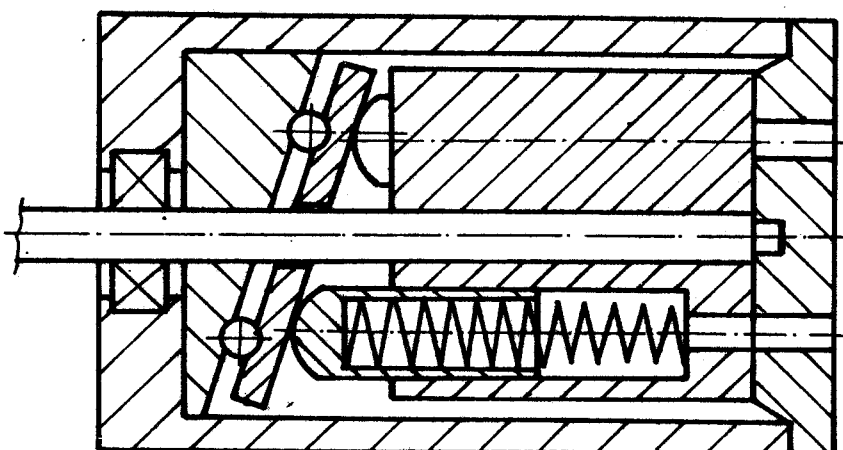


Hlavní přednosti obou těchto typů je způsob transformace tlaku kapaliny na krouticí moment. Síly vznikající na pístech od tlaku kapaliny se přenášejí ojnicemi přímo na hnací hřídel, resp. desku pohonu, kde jejich složky kolmé k ose otáčení dávají krouticí moment a složky ve směru osy jsou zachyceny v ložiskách. Na blok válců se přenášejí jen složky sil, které vznikají sklonem osy ojnice proti ose pístu.

## 2. Rotující blok válců, pohon pístů šikmou deskou

Pohyb hřídele je odvozen od pohybu bloků válců. Při otáčení bloku se písty opírají o šikmou desku, skloněnou proti ose hnacího hřídele a tím konají přímočarý vratný pohyb při současné rotaci. Styk pístů a šikmé desky může být buď přímý /obr. 24 / nebo prostřednictvím kluzátek.

Obr. 24



Nevýhodou tohoto typu axiálních pístových motorů je způsob transformace tlaku kapaliny na kroutící moment. Plný kroutící moment se přenáší přes blok válců, takže vznikají značné radiální síly mezi ním a písty, které způsobují velké síly tření. Tím se jednak zhoršuje mechanická účinnost, jednak se zvětšuje opotřebení bloku a pístů.

### Radiální pístové motory

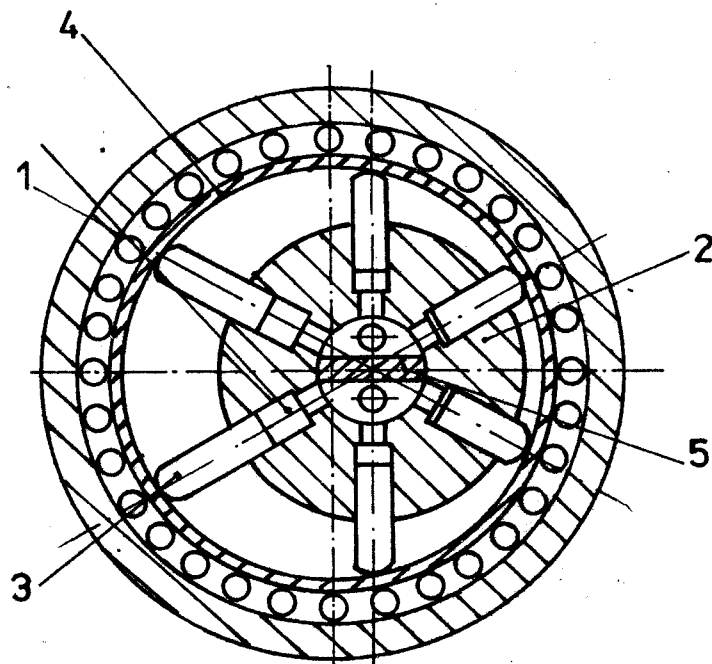
U radiálních pístových motorů leží osy jednotlivých válců v rovině kolmé k ose otáčení hřídele. Jednotlivé typy se navzájem liší způsobem pohonu pístů a rozvodu kapaliny. Jednotlivé válce mohou být uspořádány buď v bloku válců, který se při práci čerpadla otáčí, nebo v samostatných válcích, které jsou pevné.

Rozvod kapaliny je v prvním případě šoupátkový, s pevným rozvodovým čepem, kdy blok válců je součástí rozvodového systému. Při své rotaci propojuje jednotlivé válce s přívodním a odpadním prostorem motoru. V druhém případě může být rozvod buď šoupátkový, stejný jako u prvního typu, nebo ventilový se samočinnými ventily.

#### 1. Rotující blok válců

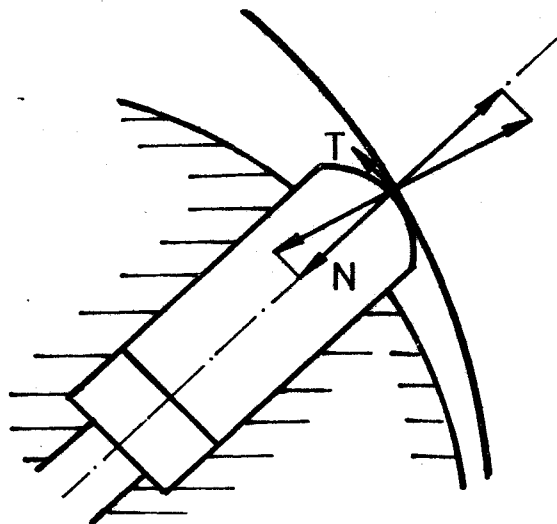
Princip motoru je na obr. 25. Jednotlivé válce 1 jsou uspořádány v rotujícím bloku válců 2. Písty 3 se svým vnějším koncem opírají o exentrický kotouč 4, který jim uděluje přímočarý vratný pohyb při současné rotaci.

Obr. 25



V jedné polovině otáčky se objem na válci zvětšuje tím, že je do něj kapalina vtlačována, v druhé polovině otáčky se píst vrací, prostor se zmenšuje a kapalina je vytlačována. Na píst, který je právě ve výtlačném prostoru, působí tlak kapaliny silou, která je dána součinem plochy pístu a tlaku. Tato síla je zachycena v exentrickém kotouci 4, kde se rozkládá na dvě složky, tečnou a normálnou /obr. 26 /.

Obr.26



Tečná složka se přes píst přenáší na blok válců Z, normální je zachycena v ložiskách kotouče. Tečná složky všech pístů, které jsou právě ve výtlaku, způsobují otáčení bloku válce a krouticí moment na něm se přenáší na výstupní hřídel. Radiální pístové motory mají menší objemové účinnosti než motory axiální, způsobené většími úniky kapaliny v rozvodu. Radiální pístové motory mají přednost oproti axiálnímu v tom, že mohou pracovat při menším počtu otáček. U tohoto typu jsou minimální otáčky řádově 10 - 30 ot/min.

## 2. Pevné válce

Válce jsou samostatné, upevněné v tělese čerpadla. Písty konají při práci pouze přímočarý vratný pohyb a svým vnitřním koncem se opírají o mnohoúhelníkové těleso, uložené otočně ve výstředníku hnacího hřídele. Síla vzniklá

na pístu působením tlaku kapaliny je opačného směru než u předchozího typu tj. působí na mnohoúhelník a z něj na výstředník hřídele. Zde její tečná složka způsobuje krou-  
tící moment, normální je zachycena v ložiskách hřídele.  
Použití pístového motoru pro nástroj na utahování se na  
první pohled jeví jako optimální zejména pro dobrou účin-  
nost, pomaloběžnost, schopnost dosažení velkého momentu.  
Jeho použitelnost však vylučuje velká hmotnost.

/3//9/

## 6.0 Návrhy nástrojů s pohonem přímočarým hydraulickým motorem

Z uvedeného přehledu hydraulických rotačních motorů plyne, že některé jejich vlastnosti a parametry nevyhovují pro konstrukci nástroje, který má mít předepsané výkonové parametry a musí mít nízkou hmotnost vzhledem k nutné ruční manipulaci s tímto nástrojem. Proto jsem se rozhodl použít pro nástroj na spojování a rozpojování přímočarý hydraulický motor samozřejmě s mechanismem, který transformuje přímočarý pohyb na rotační.

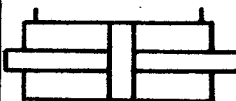
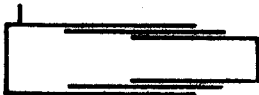
### 6.1 Hydraulické motory pro pohyby přímočaré

Motory pro přímočaré pohyby, označované též jako hydraulické pracovní válce, jsou důležitou částí hydraulických pohonů. Přeměňují energii tlakové kapaliny na energii mechanickou, tj. sílu a pohyb na pístu resp. pístnici. Používají se ve všech odvětvích průmyslu, kde jsou na ně kladeny nejrůznější požadavky, které musí spolehlivě a účinně splňovat. Hydraulické válce mají zaručovat rovnoměrnost pohybu, mají mít malé tření při vyhovující těsnosti, ve spojení s hydraulickými regulačními prvky musí umožnit plynulou změnu rychlosti pístu v širokém rozsahu a mají mít dlouhou životnost. K těmto všeobecným požadavkům přistupují dále speciální požadavky podle účelu použití.

#### Rozdělení hydraulických válců podle funkce

Válce mohou být jednočinné nebo dvojčinné. U jednočinných válců způsobuje pracovní zdvih tlaková kapalina, kdežto vratný pohyb se vykonává působením pružiny nebo nejčastěji vnějším zatížením.

U dvojčinných válců jsou pohyby v obou směrech ovlá-  
dány tlakovou kapalinou. Hlavní druhy válců podle funkce  
jsou sestaveny v tab.1

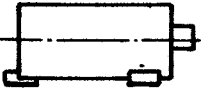
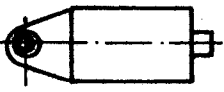
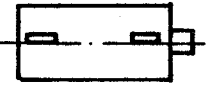
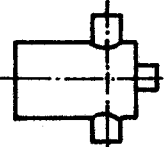
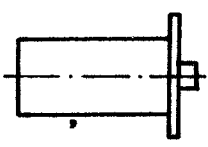
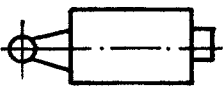
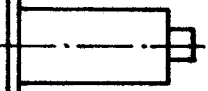
| VÁLCE         |                                                                                    |                                  |                                                                                     |                                  |  |
|---------------|------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|--|
| Tab.1         |                                                                                    | JEDNOČINNÉ                       |                                                                                     | DVOJČINNÉ                        |  |
| JEDNOSTUPŇOVÉ |   | s plunžro-<br>vým<br>pístem      |   | s jedno-<br>strannou<br>pístnicí |  |
|               |   | s jedno-<br>strannou<br>pístnicí |   | s prů-<br>běžnou<br>pístnicí     |  |
| VÍCESTUPŇOVÉ  |   | telesko-<br>pické                |   | telesko-<br>pické                |  |
|               |  | v řadě                           |  | v řadě                           |  |

Speciálním provedením dvojčinných válců s jednostrannou pístnicí jsou tzv. válce s diferenciálním pístem. Vyznačují se poměrně značným průměrem pístnice a poměr účinných ploch na obou stranách pístu je zpravidla 1 : 2 až 1 : 3, pokud tento poměr není dán zvláštními provozními a funkčními požadavky. Diferenciálním pístem můžeme dosáhnout stejné rychlosti v obou směrech nebo rychlosti rozdílné podle zvoleného průměru pístnice a zapojení hydraulického válce. Kromě těchto základních druhů hydraulických válců existuje mnoho speciálních konstrukcí používaných zejména v letectví, u svářecích strojů a podobně, vyznačujících se např. zajištěním pístu v krajních polohách různými zařízeními s tlumením v krajních polohách pístu atd.

## Hlavní druhy upevnění válců

U hydraulických válců může být pevně zachycen na nehybné části buď válec, nebo pístnice. Zpravidla je na nehybné části připevněn hydraulický válec, kdežto pístnice je spojena s částí pohyblivou. V tab. 2 je přehled hlavních druhů upevnění válců, přičemž upevnění výkyvné platí jak pro válce, tak pro pístnice.

Tab. 2

| VÝKYVNÉ | V ROVINĚ |    | ZAVĚSNÉ OKO S POUZDREM | PEVNĚ |    | PATKY ZÁKLADOVÉ |
|---------|----------|-------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------|--------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|
|         |          |    | S KLBOVÝM LOŽISKEM     |       |    | PATKY OSOVÉ     |
|         |          |   | ČEPOVÝ ZÁVĚS           |       |   | PŘÍRUBA UVÍKA   |
|         | PROSTOR  |  | KULOVÝ ZÁVĚS           |       |  | U DNA VÁLCE     |

Hlavní části a konstrukční prvky hydraulických válců Jsou to válec, píst, pístnice a víka válců. Jedním nebo oběma víky prochází pístnice podle toho, zda jde o válce s jednostrannou nebo oboustrannou pístnicí.

### Válec

Válec tvoří zpravidla trubka uvnitř hladce obrobená, na kterou jsou připevněna různým způsobem víka. Materiálem bývá zpravidla ocel a válcované trubky, tažené nebo odlité. Přehled používaných materiálů uvádí tab. 3. Válce se nejčastěji zhotovují z polotovarů z bezešvých trubek.

Tab. 3

|                             |                                                       |                                                      |
|-----------------------------|-------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|
| TAŽENÉ<br>TRUBKY<br>OCELOVÉ | 11650,11550,11523<br>11583,11453,12072<br>13030,13320 | válce rozebíratelné<br>válce svařované               |
| ODLITKY<br>OCELOVÉ          | 42 2641 42 2710<br>42 2651 42 2720<br>42 2661         | pro těžké<br>podmínky (vysoké<br>tlaky, počet cyklů) |

### Pístnice

Provedení je závislé na uspořádání válce a na jeho parametrech. Odstupňování průměru pístnice vzhledem k jmenovitému průměru válců se určuje podle vzorce

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$$

příčemž se volí nejčastěji v řadě 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 2; 2,5; 5. Tento poměr platí pro normální válce. Má-li válec diferenciální píst, určuje se průměr pístnice podle potřeby.

Nejpoužívanějším materiálem pro pístnici je ocel 11600 a 11700. Povrch pístnic je zpravidla broušen, tvrdě chromován s tloušťkou vrstvy do 4  $\mu$ m a přešetřen, popřípadě superfinišován /v tomto případě se nesmí již brousit/. Tato chromová vrstva přispívá k zmenšení tření ve vedení pístnice a k zlepšení odolnosti proti korozi.

#### Píst

Přenáší hydraulickou sílu na pístnici, je opatřen těsněním a slouží zároveň jako kluzné vedení pístnice. Může být s pístnicí z jednoho kusu nebo je s ní rozebíratelně spojen. Materiál pro písty je nejčastěji s difúzně šířovanou kluznou vrstvou nebo ocel s povlakem bronzu. Dobré výsledky dává též ocel s polyamidovým povlakem.

#### Těsnění hydraulických válců

Pro těsnění pístů se převážně používá tvářeného těsnění různých průřezů i materiálů podle požadavků na těsní-  
vost, tření, životnost, potřebný prostor a montáž. V poslední době se osvědčují U - manžety drážkové podle oborové normy ON 029269. Nejčastějším materiálem pro těsnění jsou pryže odolné proti bobtnání, jako jsou pryže styrenové, silikonové, chloroprenové a nitrilové. Dále polyuretany pro těsnění nevrstvená a tejně materiály vyztužené textilní vložkou pro těsnění vrstvená.

#### Spojení vík s válcem

Válec s víkem může být spojen svařením, našroubováním vík na trubku válce s pojistnou maticí nebo jiným způsobem

zajištění, např. přišroubováním vík na opěrný kroužek, opírající se o dvoudílný kroužek vložený do drážky na vnější straně válcové trubky, nebo konečně stažením vík válců na válec stahovacími svorníky. Tento poslední způsob je vhodný u kratších válců, kde je délka stahovacích svorníků přijatelná.

Způsob připevnění vík se řídí též podle pracovního tlaku, pro který je hydraulický válec určen. Jednotlivé konstrukce hydraulických válců jsou značně rozdílné.

#### Stírače a krycí měchy

Na vnější straně průchodu pístnice víkem mají být umístěny stírače z materiálu používaného u těsnění, které chrání vlastní těsnění před poškozením nečistotami, vnikajícími zvenku do prostoru těsnění.

Je-li pístnice vystavena značnému znečištění, mohou být použity krycí měchy. Protože je nutné vnitřní prostor měchů odvědušnit, nechrání zcela před vnikáním vlhkosti a nečistotami. Při krajně nepříznivých provozních podmínkách např. při použití brusných prostředků, zavádí se do krycích měchů vzduch z dílenského rozvodu pod mírným přetlakem.

#### Výpočet hydraulických válců

Jednočinný jednostupňový pracovní válec

Osová síla

$$F = S \cdot p \cdot \eta_m$$

F - osová síla [N]

S - plocha pístu [m<sup>2</sup>]

p - pracovní tlak kapaliny [Pa]

$\eta_m$  - mechanická účinnost /0,98 - 0,85/

Rychlost pístu

$$v = \frac{Q \cdot \eta_0}{S}$$

v - rychlost pístu [m . s<sup>-1</sup>]

Q - přivádění množství pracovní kapaliny [m<sup>3</sup> . s<sup>-1</sup>]

S - plocha pístu [m<sup>2</sup>]

Doba zdvihu

$$t = \frac{H}{v}$$

H - zdvih pístu [m]

v - rychlost pístu [m . s<sup>-1</sup>]

t - doba zdvihu [s]

Potřebný výkon čerpadla pro v

$$Q = \frac{v \cdot S}{\eta_0}$$

Q - přivádění množství pracovní kapaliny [m<sup>3</sup> . s<sup>-1</sup>]

v - rychlost pístu [m . s<sup>-1</sup>]

S - plocha pístu [m<sup>2</sup>]

$\eta_0$  - objemová účinnost /manžety = 1, kovové kroužky  
= 0,98/

Dvojčinný jednostupňový pracovní válec

Osová síla

$$F_v = S_v \cdot p \cdot \eta_m$$

$$F_z = S_z \cdot p \cdot \eta_m$$

$F_v$  - osová síla při vysouvání [N]  
 $F_z$  - osová síla při zasouvání [N]  
 $S_v$  - plocha pístu [m<sup>2</sup>]  
 $S_z$  - plocha pístu bez plochy pístnice [m<sup>2</sup>]

Rychlost pístu

$$v_v = \frac{Q \cdot \eta}{S_v}$$

$$v_z = \frac{Q \cdot \eta}{S_z}$$

$v_v$  - rychlost pístu při vysouvání

$v_z$  - rychlost pístu při zasouvání

S použitím vztahu pro poměr činných ploch

$$\varphi = \frac{F_v}{F_z} = \frac{P_v}{P_z} = \frac{v_z}{v_v}$$

můžeme vyjádřit

$$P_z = \frac{P_v}{\varphi} \quad F_z = \frac{F_v}{\varphi} \quad v_z = \varphi \cdot v_v$$

Zcela obdobně se provádí výpočet víceetapových pracovních válců.

## 6.2 Hydraulické válce pro otáčivý vratný pohyb

U navrhovaného nástroje je nutné, aby pohyb byl rotační, to znamená, že součástí nástroje musí být mechanismus umožňující transformaci přímočarého pohybu na rotační nebo přímo uzpůsobený hydraulický válec jehož výstupní člen koná rotační pohyb.

Pro mnoho účelů je žádán otáčivý pohyb válce v rozsahu jedné nebo několika málo otáček. Tento vratný otáčivý pohyb lze hydraulicky dosáhnout třemi způsoby a to

1. hydraulickým válcem s ozubeným pístem zabírajícím do ozubeného pastorku
2. otočným pístem
3. hydraulickým válcem a pístnicí se šroubovicovými drážkami

### Hydraulický válec s ozubeným pístem zabírajícím do ozubeného pastorku

Takový válec je na obr. 27 . Podle délky zdvihu hydraulického pístu a průměru pastorku je možno dosáhnout několika otáček pastorku na jeden zdvih pístu. Točivý moment u tohoto provedení lze vypočítat ze vzorce

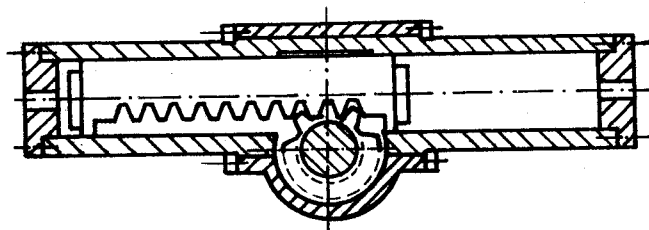
$$M_d = p \cdot S \cdot r_m \quad [\text{N.m}]$$

$p$  - provozní tlak [MPa]

$S$  - účinná plocha pístu [mm<sup>2</sup>]

$r_m$  - roztečná kružnice pastorku [m]

Obr. 27

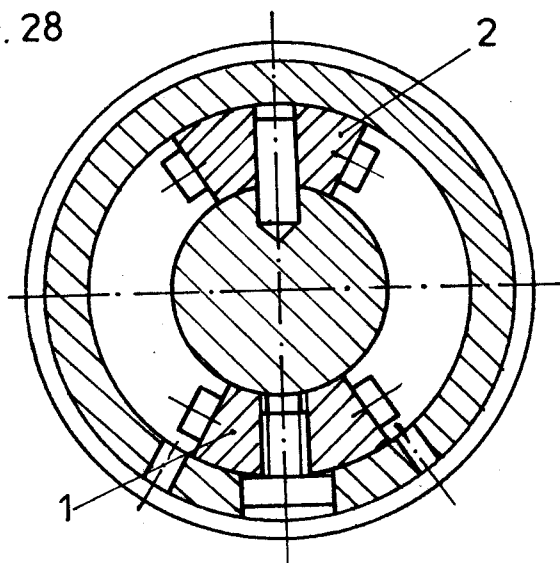


Otočný píst

U otočného pístu rozlišujeme v podstatě dvě provedení  
a to otočný píst jednostranný a dvoustranný

Otočný píst jednostranný /obr. 28 /

Obr. 28



U tohoto pístu je maximální úhel otáčení 2800 až 3000° podle uspořádání pístu a dělicí stěny. Funkce je zřejmá z obrázku. Dělicí vložka 1 rozděluje spolu s pístem 2 hydraulický prostor do dvou částí. Přívodem tlakové kapaliny do jené nebo druhé části za současného spojení příslušné části s odpadem se píst 2 otáčí v jednom nebo druhém smyslu. V naznačeném provedení mají píst i dělicí vložka vhodné těsnění. Točivý moment se vypočítá podle vzorce uvedeného v předešlé části, přičemž za  $r_m$  dosadíme střední vzdálenost činné plochy pístu od osy v metrech.

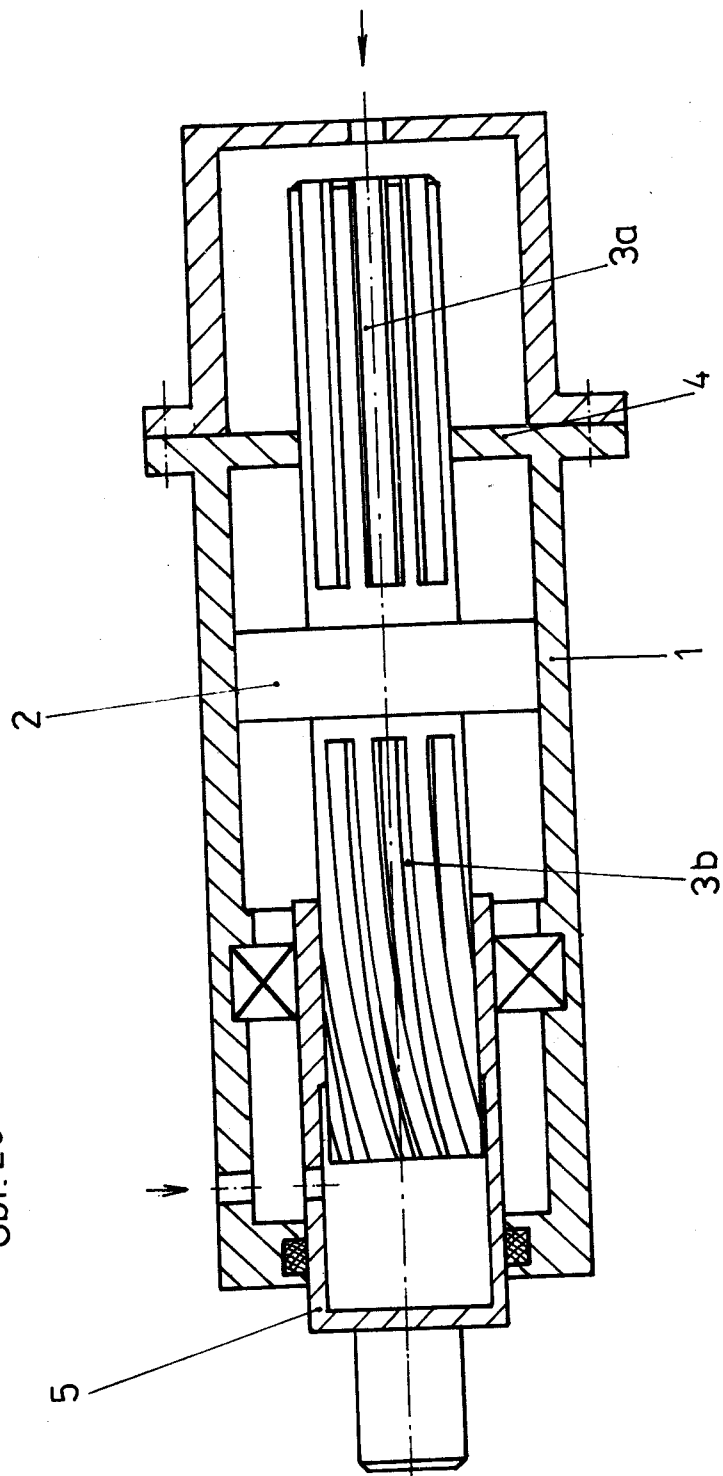
#### Otočný píst dvoustranný

Konstrukce je založena na stejných zásadách jako u otočného pístu jednostranného s tím rozdílem, že hydraulický prostor je rozdělen do čtyř částí. Dva protilehlé prostory jsou propojeny vrtáním v otočném pístu a mají vždy stejnou funkci. Za těchto okolností je třeba pouze dvou připojovacích vrtání jako u pístu jednostranného. Provozní tlak kolísá v rozmezí 1,5 až 21 MPa. Největší oboustranný model přenáší točivý moment asi 825 N . m při tlaku 21 MPa.

#### Hydraulický válec s pístnicí se šroubovicovými drážkami

Na obr. 29 je ve válci 1 s pístem 2 a oboustrannou pístnicí 3 jedna strana pístnice 3a opatřena rovnými klínovými drážkami vedenými ve vložce 4, které umožňují osobý pohyb pístu, nikoli však jeho natáčení. Druhá strana pístnice 3b má šroubovicové klínové drážky, které zabírají do shodných drážek otočné části 5 s výstupním čepem. Při osovém pohybu pístu 2 natáčí se otočná část 5 v jednom nebo druhém smyslu. Tlakový olej se přivádí do pracovních prostorů válce vrtáním v obou stranách pístnice. Stoupání šroubovice

Obr. 29



je asi  $70^\circ$ ; tím se dosahuje optimálních hodnot účinnosti a točivého momentu. U tohoto válce je maximální provozní tlak 15 MPa. Podle délky zdvihu jsou možné dvě, popřípadě i více otáček. Tato konstrukce je prostorově náročná. Točivý moment se vypočítá ze vzorce

$$M_d = p \cdot S \cdot \operatorname{tg}(\alpha + f) \cdot r_m \quad [\text{Nm}]$$

$p$  - provozní tlak [MPa]

$S$  - účinná plocha pístu [ $\text{mm}^2$ ]

$\alpha$  - úhel stoupání šroubovicového klínu profilu

$f$  - součinitel tření

$r_m$  - střední poloměr klínového profilu [m]

#### Použitelnost hydraulických válců pro otáčivý vratný pohyb pro nástroj na utahování šroubů

Otočný píst není vhodný pro nástroj na utahování šroubů hlavně z toho důvodu, že svými výkonovými parametry nedosahuje požadované hodnoty. I největší model přenáší menší točivý moment než je žádaný. Také svou hmotností není motor s otočným pístem vhodný pro ruční nástroj.

Ani hydraulický válec s pístnicí se šroubovými drážkami jsem nepovažoval za nejvhodnější. Jeho nevýhody jsou hlavně velká náročnost na výrobu a prostorová náročnost. I když při největším tlaku 15 MPa by výstupní točivý moment byl dostatečně velký.

Použití hydraulického válce s ozubeným pístem je nejvhodnější, protože jeho výkonové parametry jsou dostatečné pro navrhovaný nástroj.

### 6.3 Návrh nástroje s použitím hydraulického válce s ozubeným pístem zabírajícím do ozubeného pastorku

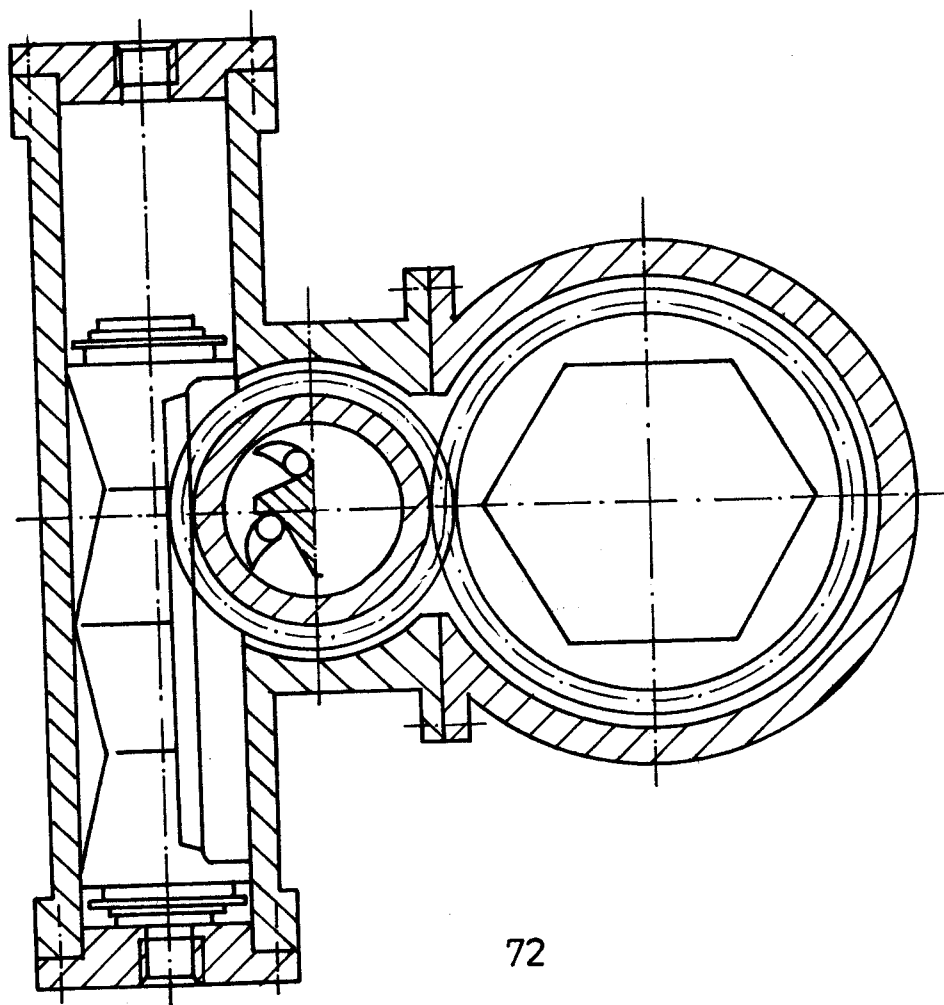
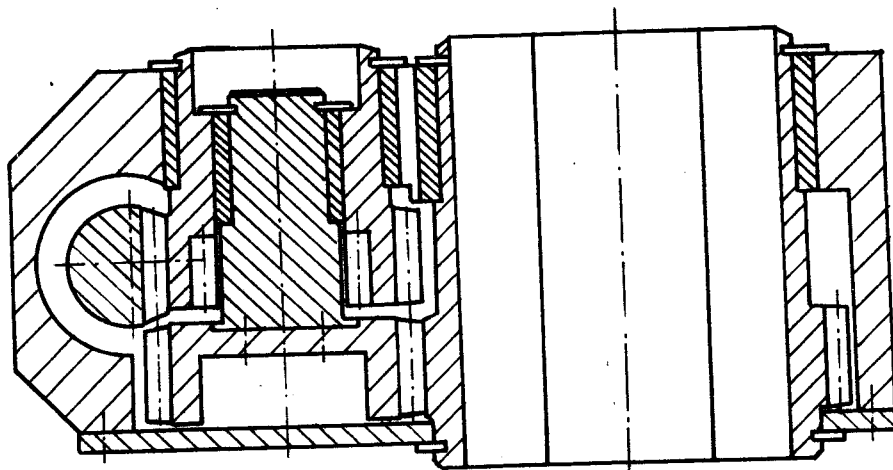
Ve svém návrhu jsem použil ozubený píst, na který silově působí tlaková kapalina, která uvádí píst do pohybu, píst dále zabírá do ozubeného pastorku. Od pastorku se krouticí moment přenáší přes vnitřní rohatku na západky, které jsou součástí ozubeného kola. To čelním ozubením zabírá do dalšího ozubeného kola, v němž je vnitřní šestihran, do něhož se zasune klíč na příslušnou velikost šroubu /obr. 30 /.

Ozubená kola se otáčejí v bronzových pouzdrech a proti osovému pohybu jsou zajištěny pojistnými podložkami.

Tlaková kapalina je přiváděna čelními otvory do válce, píst je utěsněn U manžetami, které zabráňují pronikání hydraulické kapaliny do prostoru ozubení. Bylo nutné použít pro přenos krouticího momentu západky a rohatek, protože při zpětném pohybu pístu je třeba, aby se ozubené kolo s vnitřním šestihranem netočilo a nepovolovalo tak vlastně již utažený šroub.

Použití tohoto návrhu však není možné, protože po pevnostní kontrole ozubených kol jsem zjistil, že kdyby měl mít nástroj takové výkonové parametry, jaké byly zadány, bylo by nutno použít ozubená kola s velkou šířkou zubu, aby vykonal při kontrole namáhání paty zubu na ohyb. Je nutné, aby síla působila po větší přímce dotyku. Nebo by bylo nutno neúměrně zmenšit výšku zubu, aby rameno působení síly bylo menší. Větší šířkou zubu by vzrostla velikost a hlavně hmotnost nástroje. Proto jsem přistoupil k řešení jiného druhu přenosu krouticího momentu než jsou ozubená kola.

/3//9/



Обр. 30

## 7.0 Návrh nástroje s použitím plunžrového motoru a natáče- cí páky /viz výkresová část, 1-KOM-OM-555-02-000/

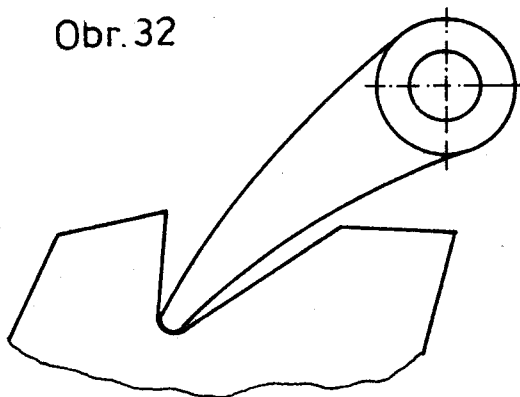
Takovéto zařízení se používá v tankových lodích na pře-  
stavování klapky v potrubí.

Uložení pístu je prakticky shodné s předchozím případem, ale  
píst není ozubený. V jeho středu je napříč otvor, do něhož je  
vložen čep. Čep má na koncích otvory což je vlastně kluzné ve-  
dení pro rameno páky, tyto ramena jsou dvě, po obou stranách  
pístu. Páka je vsazena do hnacího hřídele, jenž při pohybu pí-  
stu koná rotační pohyb. Samozřejmě v mém návrhu místo hnacího  
hřídele je od páky poháněna vnitřní rohatka, oc níž se kroutící  
moment přenáší přes západky na hřídel uvnitř, kterého je šesti-  
hranný otvor pro nasazení příslušného klíče /obr. 31 /.

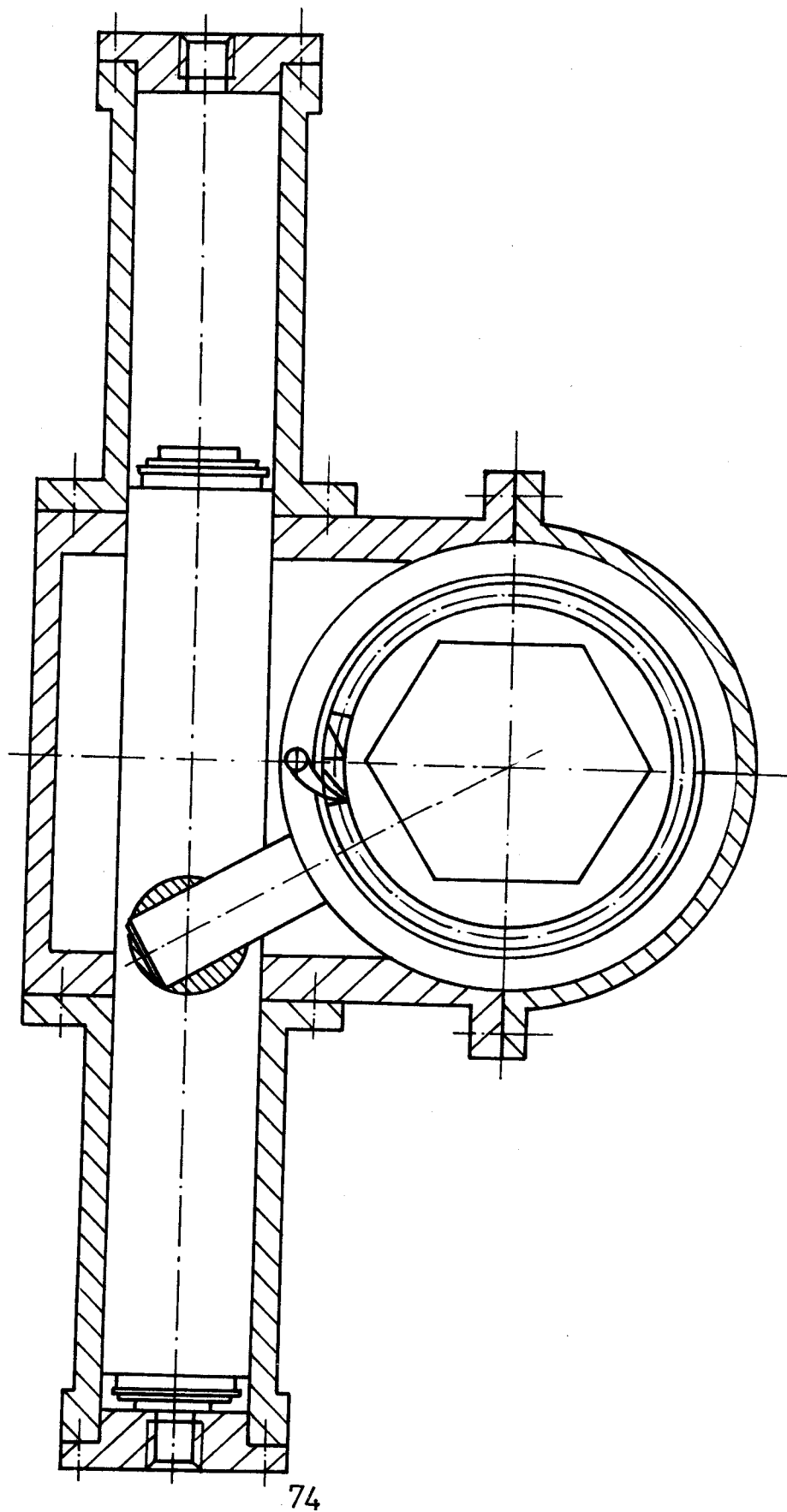
Tento návrh vzhledem ke své jednoduchosti a výrobní nená-  
ročnosti jsem se rozhodl dále propracovat.

Nejprve jsem řešil převod rotačního kývavého pohybu na  
čistě rotační, je potřeba, aby vlastní klíč se otáček pouze  
jedním směrem. Jako nejvhodnější je převod pomocí rohatky  
a západky. Klasické řešení /obr. 32 / není, ale schopné  
přenést takové síly jaké bude nutno přenášet zařízení u hy-  
draulického klíče.

Obr.32



Обр. 31

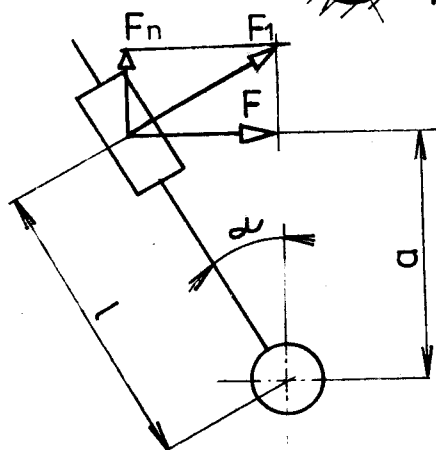
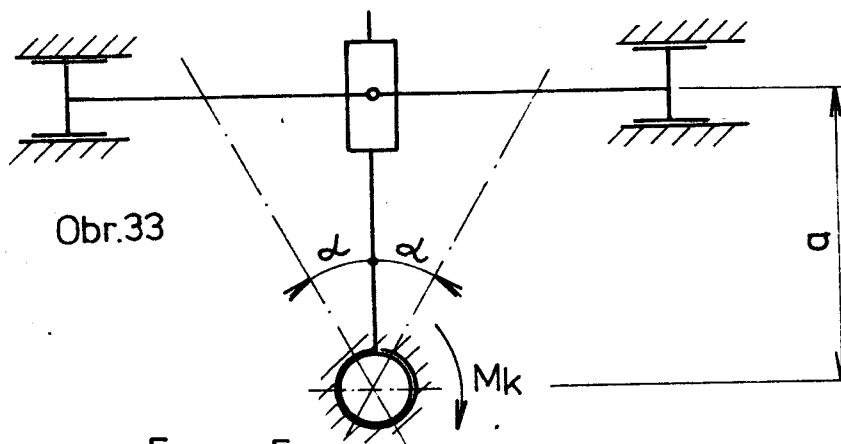


Proto jsem převod řešil tak, že západky jsou masívnější a zapadají do rohatky radiálně tlačeny silou vivinutou pružinou. Západka vyplňuje celou zubovou mezeru rohatky. Po obvodu jsem rozmístil čtyři západky, což plně dostačuje k přenosu kroutícího momentu. Dále se moment přenáší z rohatky přes šestihran na vlastní nástrčný klíč. Klíč je možno vsunout z obou stran a tím je možno šrouby a matice utahovat i povolovat. Dále bylo nutno řešit osový pohyb klíče, čili zabránění jeho vysunutí. To jsem řešil tím, že do drážky v klíči zapadá kulička, která je přitlačována pojistkou, která je osově posuvná, což umožňuje vysunutí kuličky a tím uvolnění klíče. Celý tento mechanismus se opírá pomocí opěrky o rohatku. Rohatka je valivě uložena v bočnicích. Valivé uložení je realizováno pomocí kuliček, které jsou vedeny v drážkách bočnice a rohatky. Pohon rohatky je umožněn západkami jejichž pouzdro tvoří jeden celek s ramenem natáčecí páky. Na rameno páky je přenášena síla z pístu prostřednictvím čepu, který je v pístu zajištěn proti posunutí závrtným šroubem. Na píst působí silově tlaková kapalina, která je přiváděna a odváděna do válce bočními přívody. Těsnění je provedeno O kroužky. Pro ruční manipulaci je nástroj vybaven rukojetí a v dosahu prstů ruky jsou ovládací prvky. Pro zabezpečení nástroje proti otáčení při utahování velkými momenty je k nástroji připojen nástavec, který je výškově posuvný a rameno nástavce lze vyměnit za delší nebo kratší. Při utahování se rameno nástavce opře o vedlejší šroub /matici/.

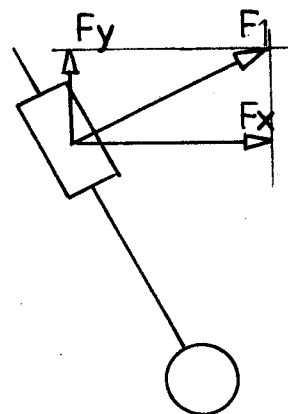
## 7.1 Výpočet funkčních částí nástroje

### Výpočet průměru pístu

Dáno: požadovaný moment  $M_k = 1800 \text{ N} \cdot \text{m}$   
 vzdálenost osy šroubu a pístu  $a = 98 \text{ mm}$   
 účinnost  $\eta = 80 \%$   
 max. úhel natočení  $\pm \alpha = 30^\circ$



Obr.34



$$F_1 = \frac{F}{\cos \alpha}$$

$$l = \frac{a}{\cos \alpha}$$

$$\begin{aligned}
 \sum F_x &= 0 & F - F_x &= 0 \\
 & & F - F_1 \cdot \cos \alpha &= 0 \\
 \sum F_y &= 0 & F_y - F_n &= 0 \\
 & & F \cdot \sin \alpha - F_n &= 0 \\
 \sum M &= 0 & F_1 \cdot l - M_k &= 0
 \end{aligned}$$

Krouticí moment

$$M_k = F_1 \cdot l$$

$$M_k = \frac{F}{\cos \alpha} \cdot \frac{a}{\cos \alpha}$$

$$M_k = \frac{F \cdot a}{\cos^2 \alpha}$$

$$M_k = f / \alpha / \quad \alpha \in \langle -30^\circ, 30^\circ \rangle$$

$$M_k \text{ max je pro } |\alpha \text{ max}| = 30^\circ$$

Síla na pístu

$$F = \frac{M_k \cdot \cos^2 \alpha}{a}$$

$$F = \frac{1800 \cdot \cos^2 30^\circ}{98 \cdot 10^{-3}}$$

$$F = 13775,51 \text{ N}$$

Průměr pístu

$$F = p \cdot S$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$\phi d = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{p}}$$

$$p \leq 15 \text{ MPa}$$

$$\phi d = \sqrt{\frac{13775,51 \cdot 4}{15 \cdot \pi}}$$

$$\phi d = 34,1 \text{ mm} \quad \text{volím } 50 \text{ mm}$$

Tabulka tlaků pro požadovaný utahovací moment

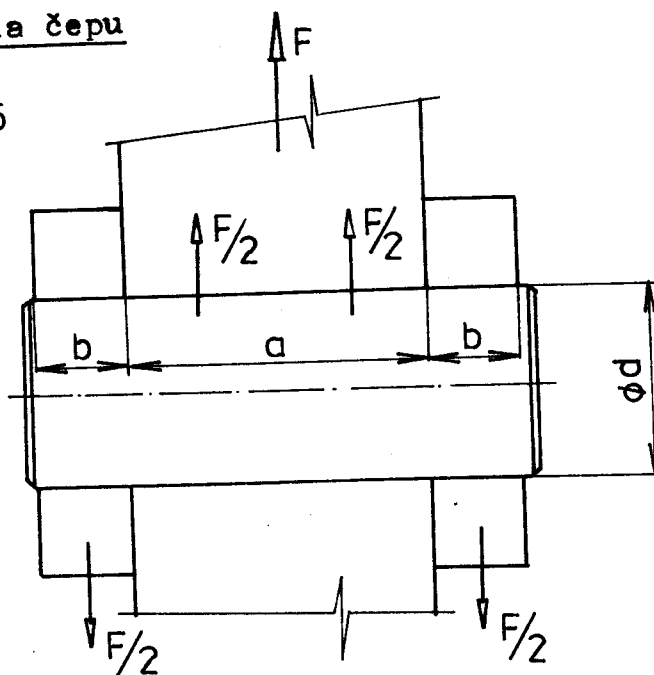
$$p = \frac{M \cdot \cos^2 \alpha \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot a \cdot \eta \cdot 10^3}$$

Tab4

| p [MPa] | M [N . m] |
|---------|-----------|
| 2,34    | 480       |
| 2,73    | 560       |
| 3,12    | 640       |
| 3,51    | 720       |
| 3,89    | 800       |
| 4,29    | 880       |
| 4,68    | 960       |
| 5,07    | 1040      |
| 5,46    | 1120      |
| 5,85    | 1200      |
| 6,24    | 1280      |
| 6,63    | 1360      |
| 7,02    | 1440      |
| 7,41    | 1520      |
| 7,80    | 1600      |
| 8,19    | 1680      |
| 8,57    | 1760      |
| 8,87    | 1820      |

# Kontrola čepu

Obr. 35



$$a = 40 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$\phi d = 26 \text{ mm}$$

$$F \pm 20000 \text{ N}$$

mat. 12020

$$\sigma_{Do} = 125 \div 150 \text{ MPa} \quad \tau_{Ds} = 70 \div 85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$M_{o \max} = \frac{F}{2} \left( \frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right)$$

$$M_{o \max} = 160000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 26^3}{32}$$

$$W_o = 1725,52 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o \max}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{160000}{1725,52}$$

$$\underline{\sigma_o = 92,73 \text{ MPa}} \leq \sigma_{Do} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

#### Měrný tlak

$$p_D = 60 \text{ MPa}$$

$$p_1 = \frac{F}{a \cdot d} \leq p_D$$

$$p_1 = \frac{20\,000}{40 \cdot 26}$$

$$\underline{p_1 = 19,23 \text{ MPa}} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{20\,000}{2 \cdot 12 \cdot 26}$$

$$\underline{p_2 = 32,05 \text{ MPa}} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

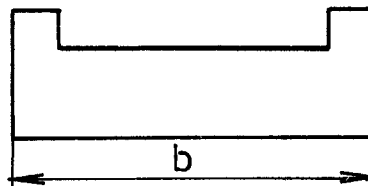
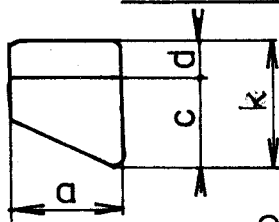
#### Střih

$$\tau_s = \frac{2 F}{\pi d^2} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 20000}{\pi \cdot 26^2}$$

$$\underline{\tau_s = 18,83 \text{ MPa}} \leq \tau_{DS} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

#### Kontrola západky



Obr. 36

$$a = 16 \text{ mm}$$

$$b = 46 \text{ mm}$$

$$c = 13 \text{ mm}$$

$$d = 5 \text{ mm}$$

$$\text{mat } 14220$$

$$\tau_{SD} = 120 \div 160 \text{ MPa}$$

$$p_D = 70 \text{ MPa}$$

$$e = 48 \text{ mm}$$

$$F = \frac{M}{e}$$

$$F = \frac{1800}{48 \cdot 10^{-3}}$$

$$\underline{F = 37\,500 \text{ N}}$$

Střih

$$\tau_s = \frac{F}{4 \cdot s} = \frac{F}{4 \cdot a \cdot b}$$

$$\tau_s = \frac{37\,500}{4 \cdot 16 \cdot 46}$$

$$\underline{\tau_s = 12,73 \text{ MPa}} \leq \tau_{DS} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Měrný tlak

$$p_1 = \frac{F}{4 \cdot c \cdot b}$$

$$p_1 = \frac{37\,500}{4 \cdot 13 \cdot 46}$$

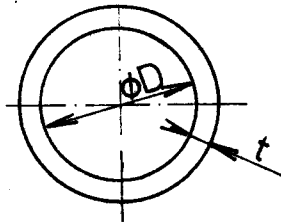
$$\underline{p_1 = 15,67 \text{ MPa}} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{F}{4 \cdot d \cdot b}$$

$$p_2 = \frac{37\,500}{4 \cdot 5 \cdot 46}$$

$$\underline{p_2 = 40,76 \text{ MPa}} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola tloušťky stěny válce



$$\sigma_{tD} = 115 - 135 \text{ MPa}$$

$$\phi D = 50 \text{ mm}$$

$$t = 6 \text{ mm}$$

$$p_{\max} = 15 \text{ MPa}$$

$$2 \cdot t \cdot l \cdot \sigma_t = p \cdot D \cdot l$$

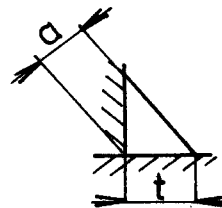
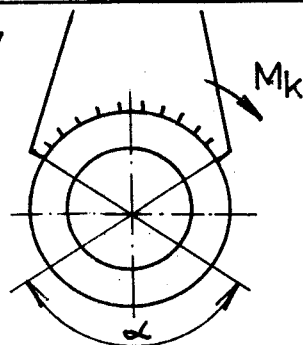
$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2 \cdot t} \leq \sigma_{tD}$$

$$\sigma_t = \frac{15 \cdot 50}{2 \cdot 6}$$

$$\underline{\underline{\sigma_t = 62,5 \text{ MPa} < \sigma_{tD} \rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

### Kontrola svaru mezi ramenem páky a pouzdem západek

Obr. 37



$$t = 5$$

$$\phi D = 128$$

$$\alpha = 120^\circ$$

$$\text{mat } 11523$$

$$\sigma_{tD} = 140 \div 210 \text{ MPa}$$

$$\alpha_r = 0,65$$

$$\tau_{DSV} = \alpha_r \cdot \sigma_D$$

$$\tau_{DSV} = 0,65 \cdot 140$$

$$\underline{\underline{\tau_{DSV} = 91 \text{ MPa}}}$$

$$2a = \sqrt{2 t^2}$$

$$2a = \sqrt{2 \cdot 5^2}$$

$$2a = 7,07$$

$$\tau_{SV} = \frac{Mk}{W_{k_{SV}}}$$

$$\tau_{SV} = \frac{Mk}{\frac{\pi [(D+2a)^4 - D^4]}{16 (D + 2a)}}$$

$$\tau_{SV} = \frac{1800 \cdot 10^3}{\frac{\pi [(128+7,07)^4 - 128^4]}{16 (128 + 7,07)}}$$

$$\tau_{SV} = 19,2 \text{ MPa}$$

pro svar v úhlu 120°

$$\tau_{SVc} = \tau_{SV} \cdot 3$$

$$\tau_{SVc} = 19,2 \cdot 3$$

$$\tau_{SVc} = 57,67 \text{ MPa} < \tau_{SVD} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

/4//7//8/

## 8.0 Návrh nástroje s použitím lineárního pístového motoru a natáčení páky /viz výkresová část

1-KOM-OM-555-01-000/

Utahovací mechanismus je naprosto stejný jako u předešlého návrhu. Pouze rameno je prodlouženo. K vypracování tohoto návrhu jsem přistoupil proto, že ne všude je k dispozici zdroj tlaku, který vyvine tlak až 10 MPa. Toto řešení umožňuje použití zdroje s max. tlakem do 2 MPa.

Použitý je klasický lineární hydraulický motor, který je kyvně upevněn k bočnicím. Síla od tlakové kapaliny se přenáší přes píst, který je nasunut a zajištěn maticí na pístní tyči, přes tuto tyč na rameno natáčecí páky, přes otočný čep, který je v ramenech zajištěn proti pohybu závrtným šroubem. Těsnění je provedeno O kroužky. Samozřejmě i zde je možnost připojení nastavce na zabránění otačení nástroje. Take u tohoto návrhu jsem použil stejnou rukojeť pro ruční manipulaci a ovládací skříňku s el. spínači. Přívod a odvod kapaliny je uzpůsoben pro připojení normalizovaných hadic.

## 8.1 Výpočet funkčních částí nástroje

### Výpočet průměru pístu

Dáno: požadovaný moment  $M_k = 1800 \text{ N} \cdot \text{m}$

vzdálenost osy šroubu a pístu  $a = 320 \text{ mm}$

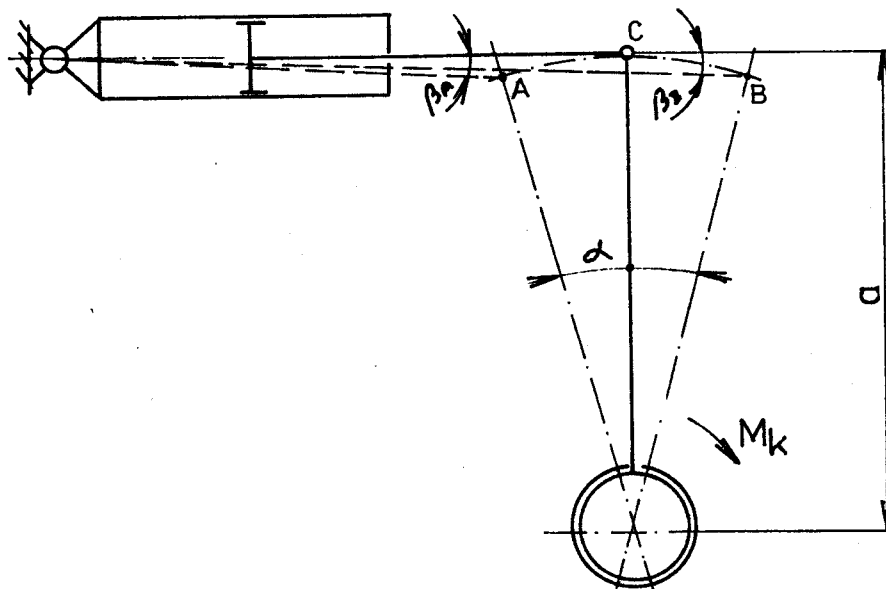
účinnost  $\eta = 80 \%$

max. úhel natočení  $\pm \alpha = 15^\circ$

úhel sklopení  $\beta_A = 1,5^\circ$        $\beta_B = 0,5^\circ$

$\beta_C = 0^\circ$

Obr. 38



$$F_1 = F \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$F_2 = F \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

Kroutící moment

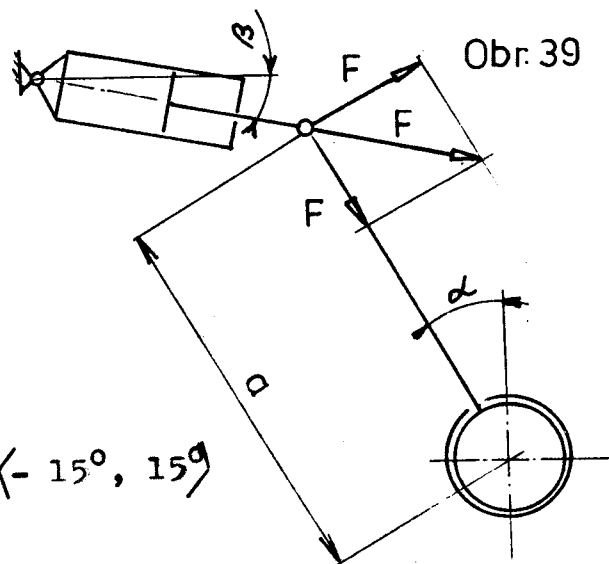
$$M_k = F_1 \cdot a$$

$$M_k = F \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot a$$

$$M_k = f(\alpha) \quad \alpha \in \langle -15^\circ, 15^\circ \rangle$$

$$M_k \text{ max je pro } \alpha = 0^\circ$$

Obr. 39



Síla na pístu

$$F = \frac{M_k}{\cos(\alpha + \beta) \cdot a}$$

$$F = \frac{1800}{\cos(0^\circ + 0^\circ) \cdot 320 \cdot 10^{-3}}$$

$$\underline{F = 5625 \text{ N}}$$

Průměr pístu

$$F = p \cdot S$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{p \cdot \pi}}$$

$$p \leq 2 \text{ MPa}$$

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{5625 \cdot 4}{2 \cdot \pi}}$$

$$\underline{\underline{\varnothing d = 59,84 \text{ mm}}}$$

volím  $\varnothing$  65 mm

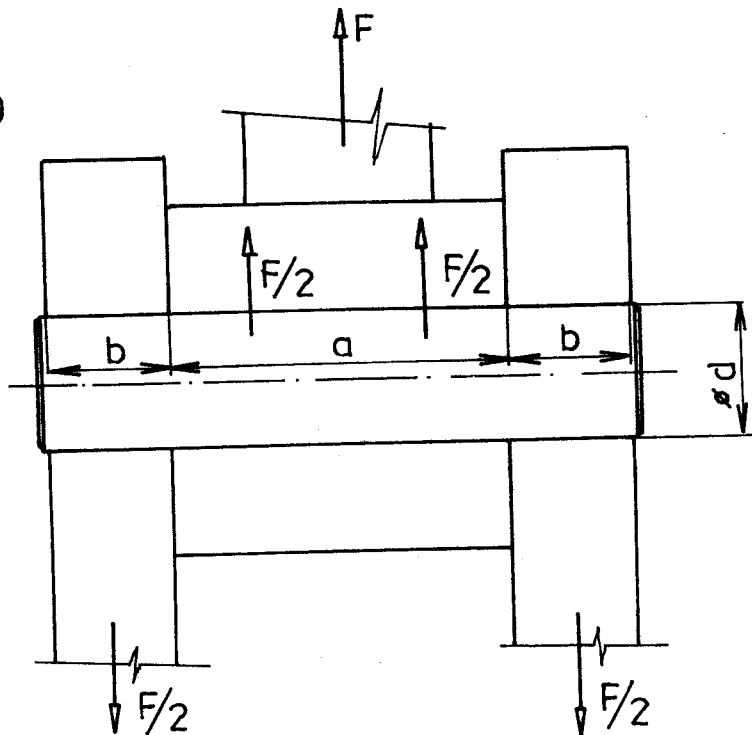
Tabulka tlaků pro požadovaný utahovací moment

$$p = \frac{M_k \cdot 4}{\cos(\alpha + \beta) \cdot \pi \cdot d^2 \cdot a \cdot 10^{-3} \cdot \eta}$$

Tab.5

| p [MPa] | M [N . m] |
|---------|-----------|
| 0,57    | 480       |
| 0,66    | 560       |
| 0,75    | 640       |
| 0,85    | 720       |
| 0,94    | 800       |
| 1,04    | 880       |
| 1,13    | 960       |
| 1,22    | 1040      |
| 1,31    | 1120      |
| 1,41    | 1200      |
| 1,51    | 1280      |
| 1,60    | 1360      |
| 1,70    | 1440      |
| 1,79    | 1520      |
| 1,88    | 1600      |
| 1,98    | 1680      |
| 2,07    | 1760      |
| 2,14    | 1820      |

Obr. 40



$a = 45 \text{ mm}$   
 $b = 16,5 \text{ mm}$   
 $\varnothing d = 20 \text{ mm}$   
 $F = 8000 \text{ N}$   
 mat 12020

$$\bar{\sigma}_{Do} = 125 \div 150 \text{ MPa} \quad \tau_{Ds} = 70 \div 85 \text{ MPa}$$

$$\frac{M_{ohyb}}{W_o} = \frac{M_{o \max}}{W_o} \leq \bar{\sigma}_{Do}$$

$$M_{o \max} = \frac{F}{2} \left( \frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right)$$

$$M_{o \max} = \frac{8000}{2} \left( \frac{16,5}{2} + \frac{45}{4} \right)$$

$$M_{o \max} = 78\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 20^3}{32}$$

$$W_o = 785,4 \text{ mm}^3$$

$$\bar{\sigma}_o = \frac{M_{o \max}}{W_o}$$

$$\bar{\sigma}_o = \frac{78\,000}{785,4}$$

$$\bar{\sigma}_o = 99,31 \leq \bar{\sigma}_{Do} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Měrný tlak

$$p_D = 60 \text{ MPa}$$

$$p_1 = \frac{F}{a \cdot d} \leq p_D$$

$$p_1 = \frac{8000}{45 \cdot 20}$$

$$p_1 = 8,89 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{8000}{2 \cdot 16,5 \cdot 20}$$

$$p_2 = 12,12 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje}$$

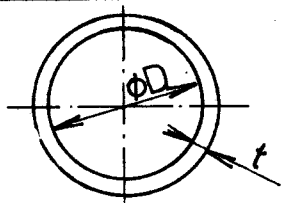
### Střih

$$\tau_s = \frac{2 F}{\pi d^2} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 8000}{\pi \cdot 20^2}$$

$$\tau_s = 12,73 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola tloušťky stěny válce



$$\phi D = 65 \text{ mm}$$

$$t = 5 \text{ mm}$$

$$p_{\max} = 5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tD} = 115 \div 135 \text{ MPa}$$

$$2 \cdot t \cdot l \cdot \sigma_t = p \cdot D \cdot l$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2 \cdot t} \leq \sigma_{tD}$$

$$\sigma_t = \frac{5 \cdot 65}{2 \cdot 5}$$

$$\underline{\underline{\sigma_t = 32,5 \text{ MPa}}} \leq \sigma_{tD} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

/4//7//8/

## 9.0 Závěr

Moje diplomová práce na téma "Racionalizace montážních prací při externích montážích", byla zadána národním podnikem Montas z důvodů nevyhovující situace v prostředcích lehké mechanizace. To znamená, že při externích montážích je naprostý nedostatek nástrojů, které by zabezpečili správnou montáž šroubových spojů. Ve většině případů jsou kvalita i produktivita práce ponechány na zkušenostech a zručnostech montérů. V budoucnu se bude zvláště klást důraz na kvalitu montáže, to znamená, že bude přibývat montážních celků, kde je požadována montáž šrouby utahovanými určitým, velmi přesným momentem, většinou až na samou hranici meze kluzu šroubu.

Potřeba kvalitního nářadí je hlavně pro utahování šroubů větších než M24 až do M48, protože u těchto velikostí je omezené použití ručního nářadí. Omezené použití je dáno obtížností vyvinout patřičný krouťací moment využitím pouze lidské síly.

Aby byla vyloučena potřeba lidské síly, bylo třeba použít jiného zdroje energie, v tomto případě tlakové energie hydraulické kapaliny. Tlakovou energii dodává přenosná elektrohydraulická pohonná jednotka, kterou má podnik k dispozici.

Při svých návrzích jsem vycházel hlavně z požadavků na malou hmotnost, snadnost manipulace, jednoduchost obsluhy, ale také z požadavku na jednoduchou a ekonomickou výrobu.

Postupně jsem hodnotil různé způsoby realizace přepětí ve šroubovém spoji, ať již momentovými klíči nebo různými jinými speciálními způsoby.

Dále jsem se zaměřil na použití hydraulických mechanismů při mechanizaci různých činností a zhodnocoval použití všech existujících druhů hydraulických motorů pro pohon nástroje na utahování šroubů. Po zhodnocení jsem dále již propracovával pouze použití lineárního motoru, jelikož rotační motory svými parametry nebyly vyhovující pro použití na tento nástroj.

Použití lineárního hydraulického motoru, vyžadovalo zkonstruování určitého mechanismu, který by transformoval lineární pohyb na rotační, pokud možno bez velkých ztrát. Protože se podobné zařízení nevyrábí v ČSSR a podle informací, které jsem získal ani v zemích RVHP, čerpal jsem informace z prospektů západních firem a z katalogů, které mi daly určitý přehled o výrobcích tohoto druhu ve světě. Z těchto informací jsem zjistil, že se s úspěchem používá tzv. natáčecí páky pro přenos přímočarého pohybu na rotační. Proto jsem se rozhodl, že použiji tento systém.

Dalším problémem bylo převést rotační kývavý pohyb na rotační pouze v jednom smyslu. To jsem řešil použitím převodu rohatka - západka, který se mi jevil jako nejvhodnější. Samozřejmě bylo nutno jej přizpůsobit pro přenos větších kroutících momentů.

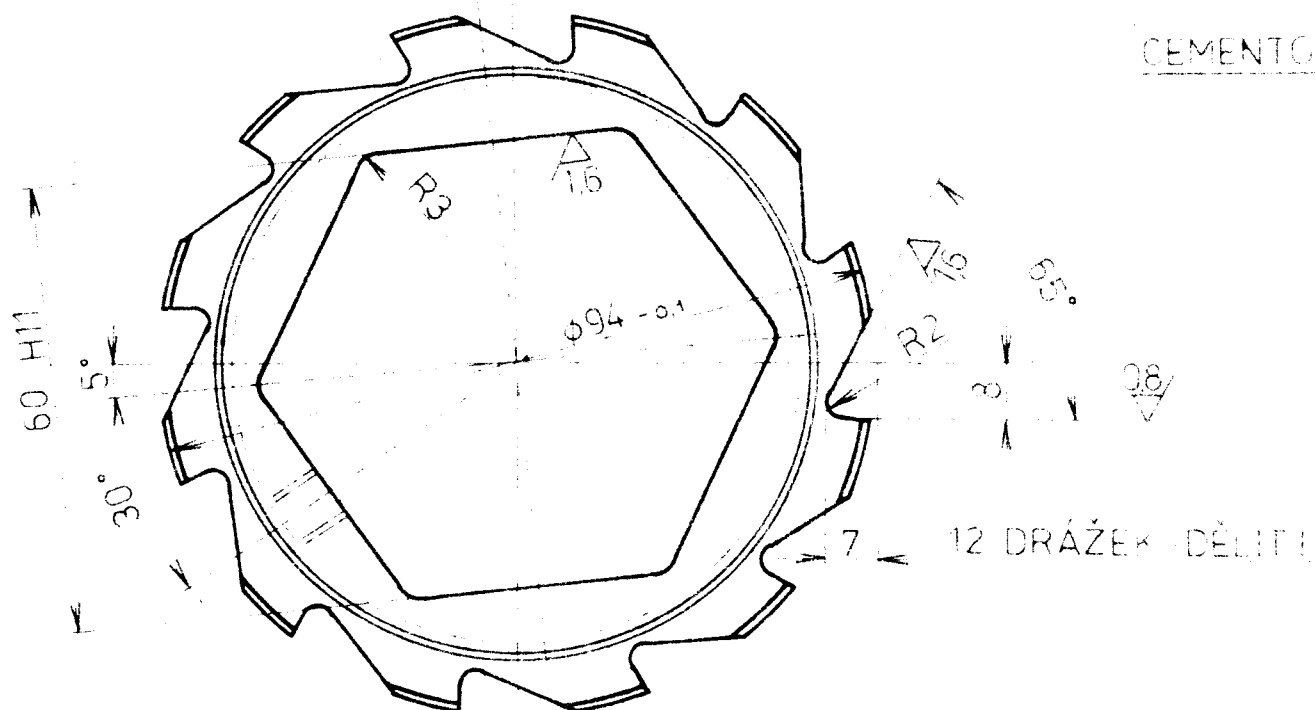
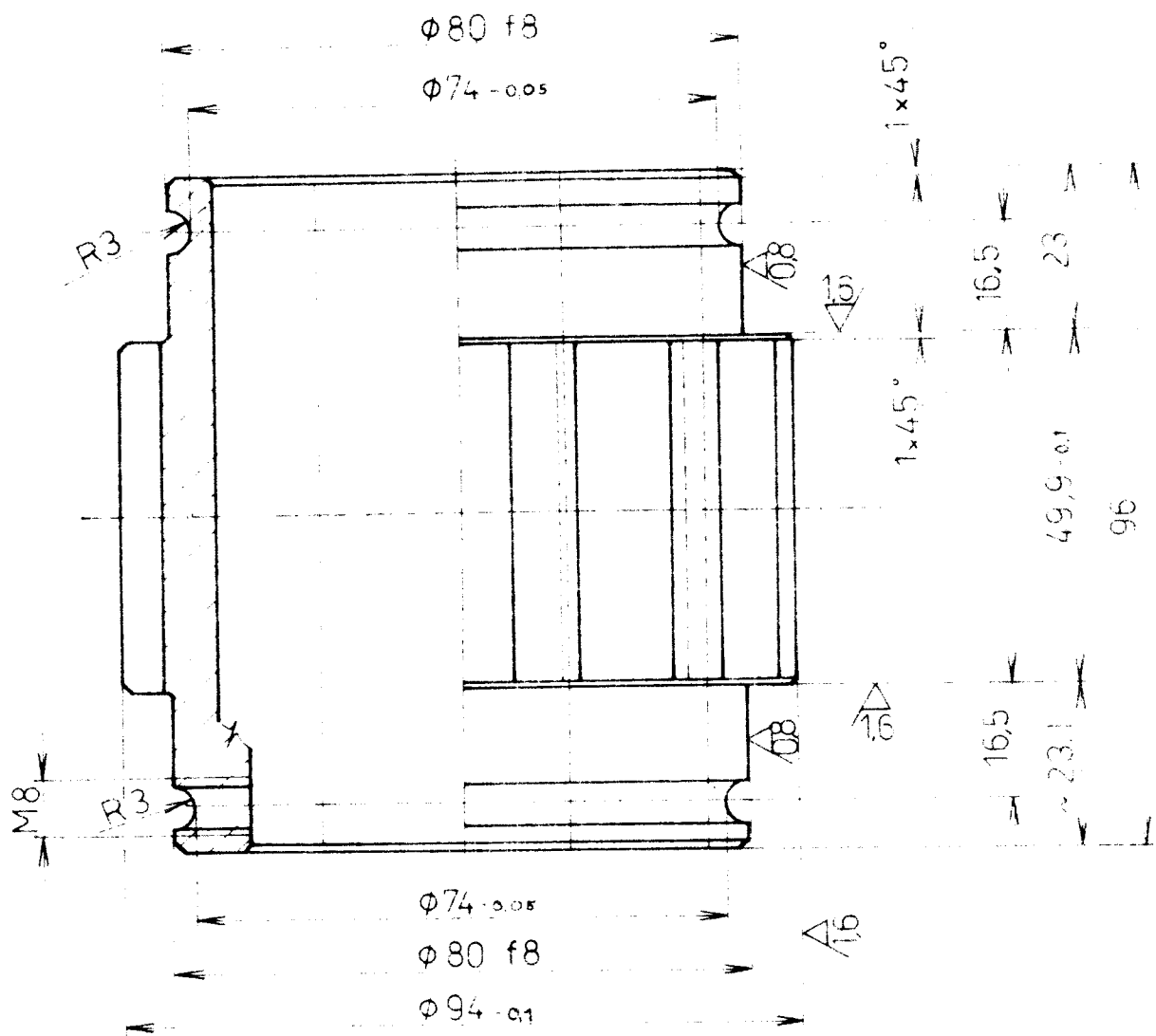
Z těchto dílčích částí jsem pak vypracovával návrh nástroje na utahování. V konečné fázi jsem se soustředil na propracování již jen dvou návrhů. Jedním z nich byl návrh nástroje s použitím plunžrového motoru a natáčecí páky, tento nástroj je kompaktnější, ale vyžaduje pro vyvození maximálního kroutícího momentu vyšší tlak než je tomu u druhého návrhu, kde je použit běžný lineární hydro-motor, který může být poháněn ze zdroje, který vyvine

menší tlak, ale je naproti tomu náročný na prostor.

Tyto dva návrhy jsem dovedl až do fáze vypracování výrobních výkresů pro jejich zhotovení. Jelikož zatím není možnost jejich výroby, není možné porovnání jednotlivých nástrojů z hlediska jejich funkčnosti při nasezení v externích montážích. Použití těchto nástrojů by jistě vedlo ke zkvalitnění montážních prací, ulehčení práce montérům, kteří by nemuseli vynakládat tolik fyzické námahy a v neposlední řadě by použití vedlo k vyšší přesnosti montáže a to hlavně v možnosti realizace přesného předpětí ve šroubu.

### Použitá literatura

- /1 / NĚMEC, K. : Spojování součástí šrouby. SNTL Praha 1965
- /2 / POSPÍŠIL, F.: Závitová a šroubová spojení. SNTL Praha 1968
- /3 / PIVOŇKA, J. : Příručka hydraulických pohonů. SNTL Praha 1969
- /4 / KŘÍŽ, R. : Stavba a provoz strojů. Sbírka úloh. SNTL Praha 1981
- /5 / MACH, J. : Mechanizace hydraulikou. SNTL Praha 1964
- /6 / URBAN, B. : Údržbářská technika. Sborník 5 TEVUH Praha 1981
- /7 / BOHÁČEK, F. : Části a mechanismy strojů I VUT Brno 1984
- /8 / PRÁŠIL, L. : Části strojů a mechanismů VŠST Liberec 1984
- /9 / CERHA, J. : Hydraulické mechanismy v oboru výrobních strojů, VŠST Liberec 1971
- /10/ SOUBUSTA, V.: Externí montáže 2/86 str. 17, Racionalizace montáže šroubových spojů



CEMENTO

6,3 / (▽)

1/AT 0,5mm ; KALIT HRC 60

1.  $\phi 100 \cdot 100$

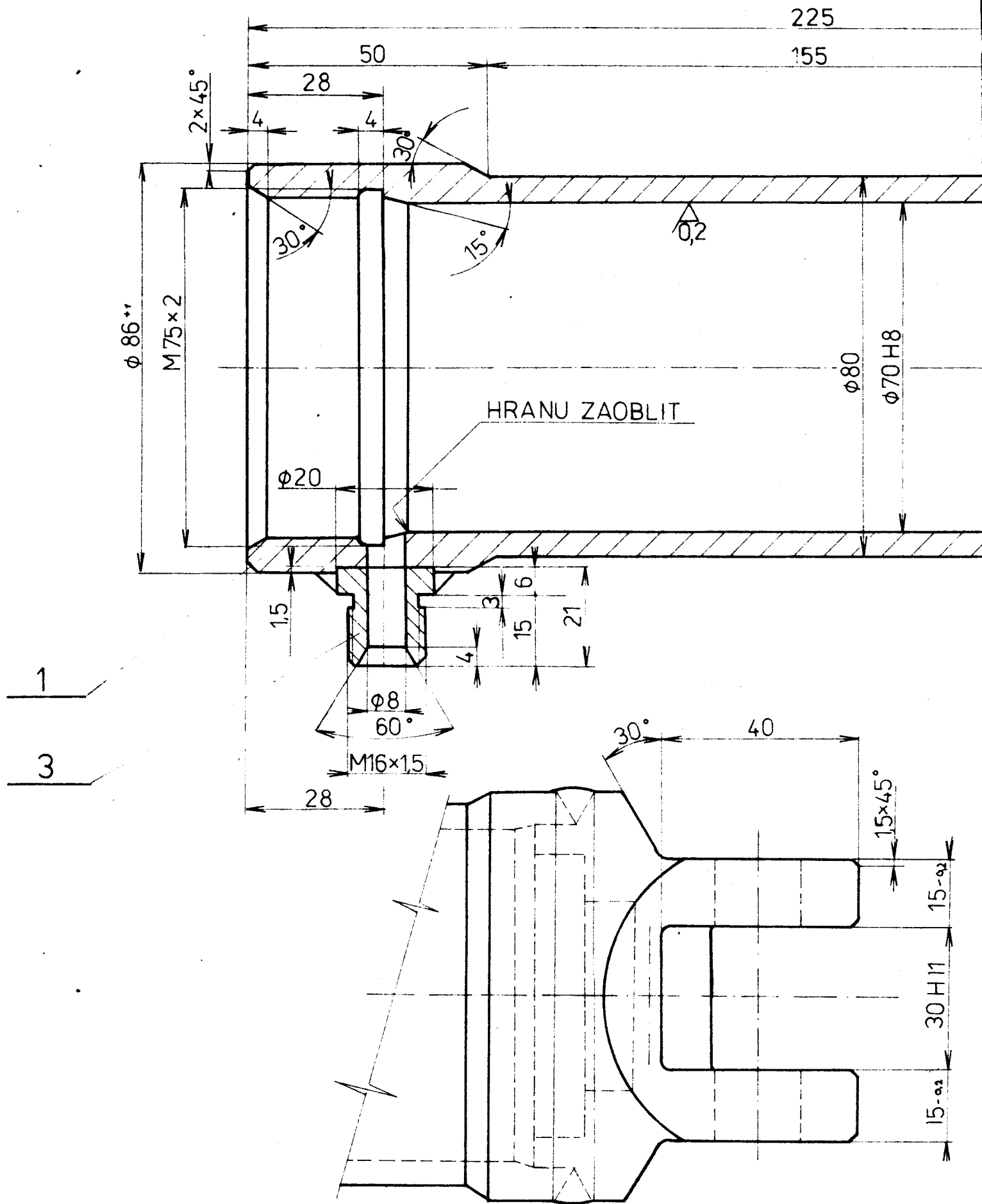
16 220.4    16 220.0    0-1,305    6.16

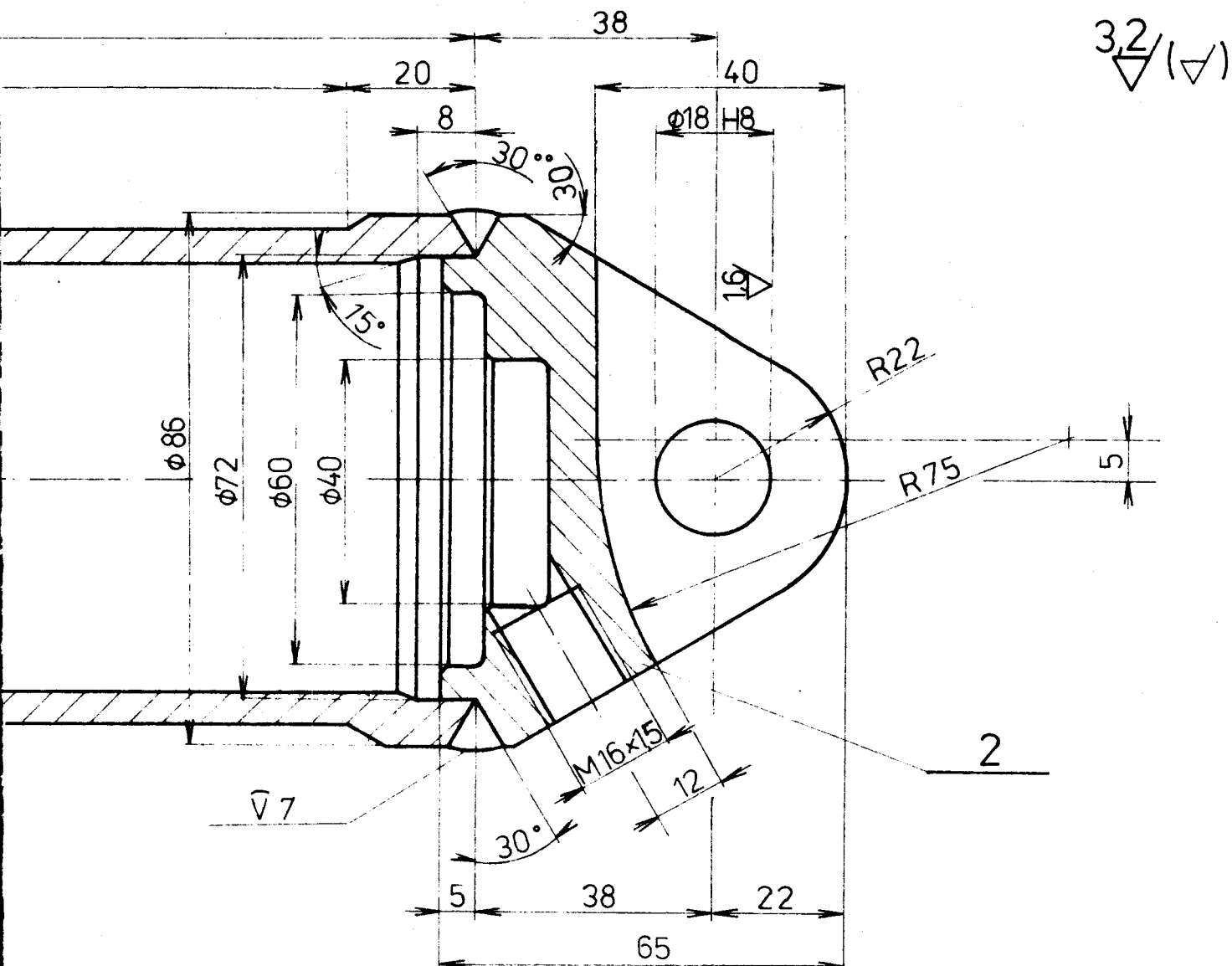
PŘIKRYL

1:1

VŠST

LIBEREC KLÍČ S ROHATKOU 3-KOM-OM-555-01-003





|   |                    |  |         |  |     |      |      |                 |    |
|---|--------------------|--|---------|--|-----|------|------|-----------------|----|
| 1 | Ø 20-24            |  | 11523.0 |  | 001 | 0,03 | 0,06 |                 |    |
| 1 | Ø 90 - 68          |  | 11523.0 |  | 001 | 1,35 | 3,39 |                 |    |
| 1 | TR Ø 89 × 12 - 230 |  | 12022.0 |  | 002 | 2,08 | 5,24 |                 |    |
|   |                    |  |         |  |     |      |      | 1-KOM-QM-555-01 | 15 |

PŘIKRYL

346

1:1

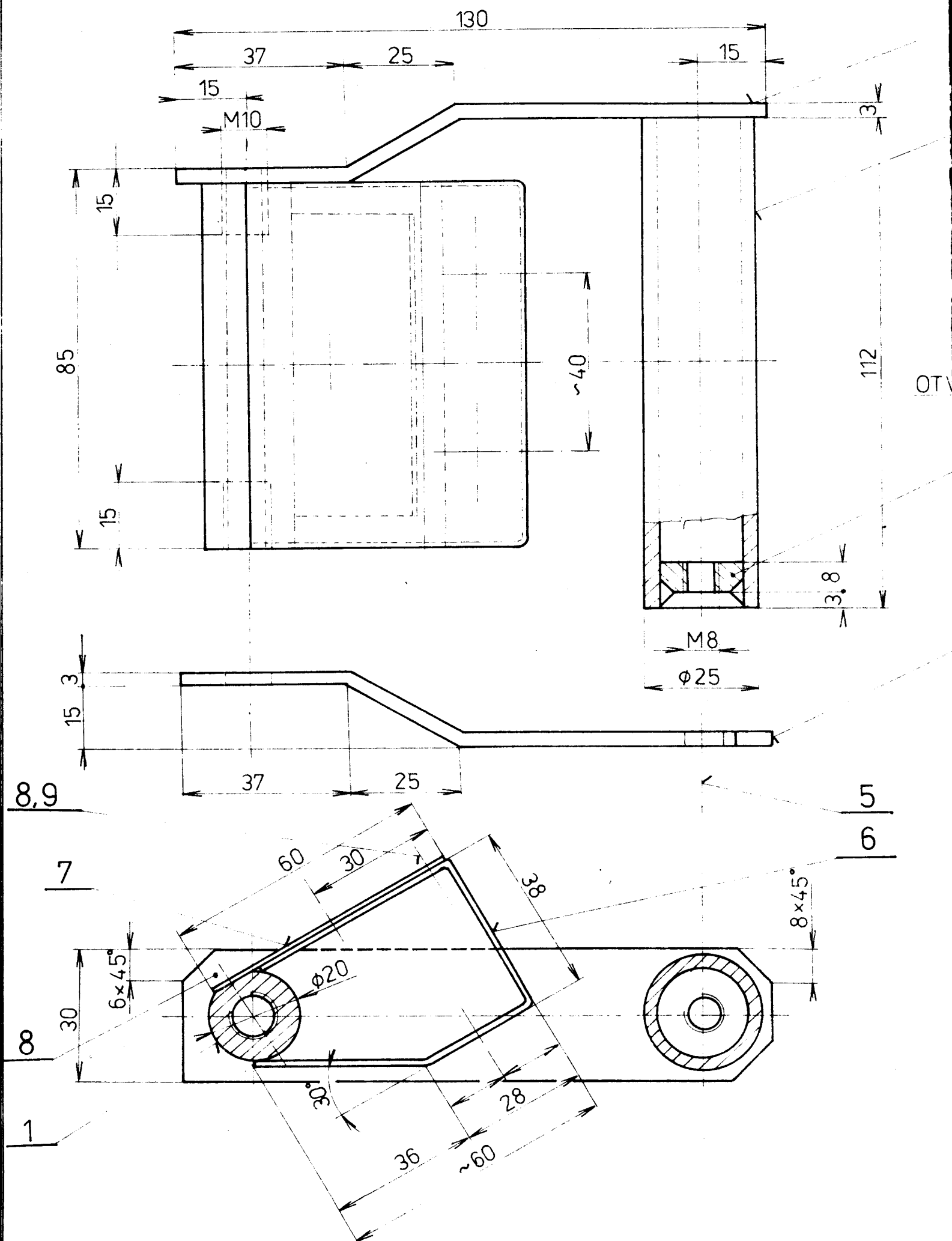
10.5.88

VŠST

VÁLEC

LIBEREC

3-KOM-QM-555-01-004



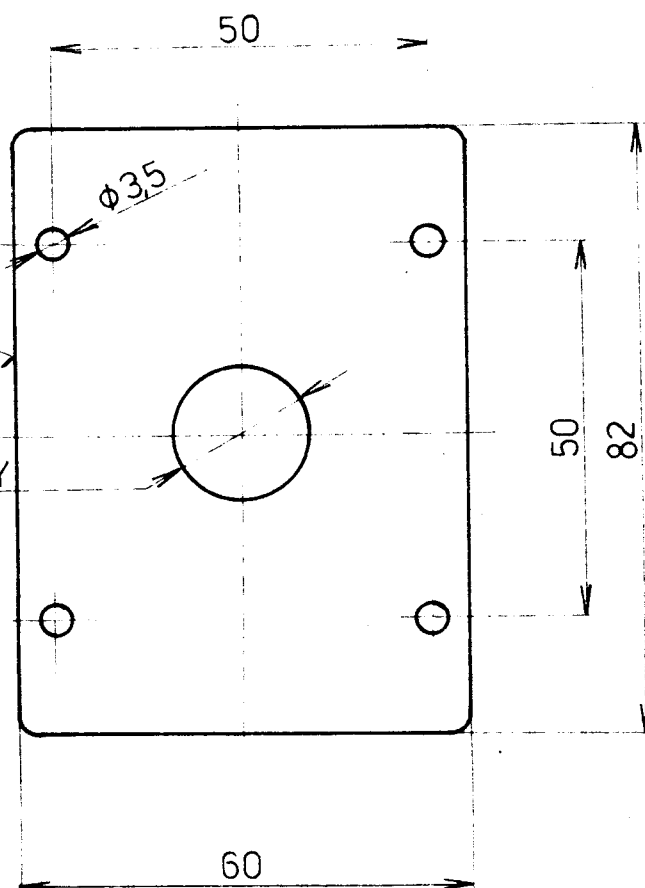
2

3

7

4

2



|   |               |             |          |  |     |      |      |   |
|---|---------------|-------------|----------|--|-----|------|------|---|
| 2 | MATICE M3     | ČSN 02 1101 |          |  |     |      |      | 9 |
| 4 | ŠROUB M3×6    | ČSN 02 1149 |          |  |     |      |      | 8 |
| 1 | PL 15-60×82   |             | 11 370.0 |  | 001 | 0,06 | 0,06 | 7 |
| 1 | PL 15-140×200 |             | 11 370.0 |  | 001 | 0,12 | 0,32 | 6 |
| 1 | ŠROUB M8×15   | ČSN 02 1103 |          |  |     |      |      | 5 |
| 1 | φ18-8         |             | 11 370.0 |  | 001 | 0,02 | 0,02 | 4 |
| 1 | TR φ25×3-112  |             | 11 370.0 |  | 001 | 0,18 | 0,18 | 3 |
| 2 | φ30/3-135     |             | 11 370.0 |  | 001 | 0,08 | 0,09 | 2 |
| 1 | φ20-82        |             | 11 370.0 |  | 001 | 0,14 | 0,16 | 1 |
|   |               |             |          |  |     |      |      |   |

LPO-OM-555-01

14

PŘIKRYL

0,95

1:1

10.5.88

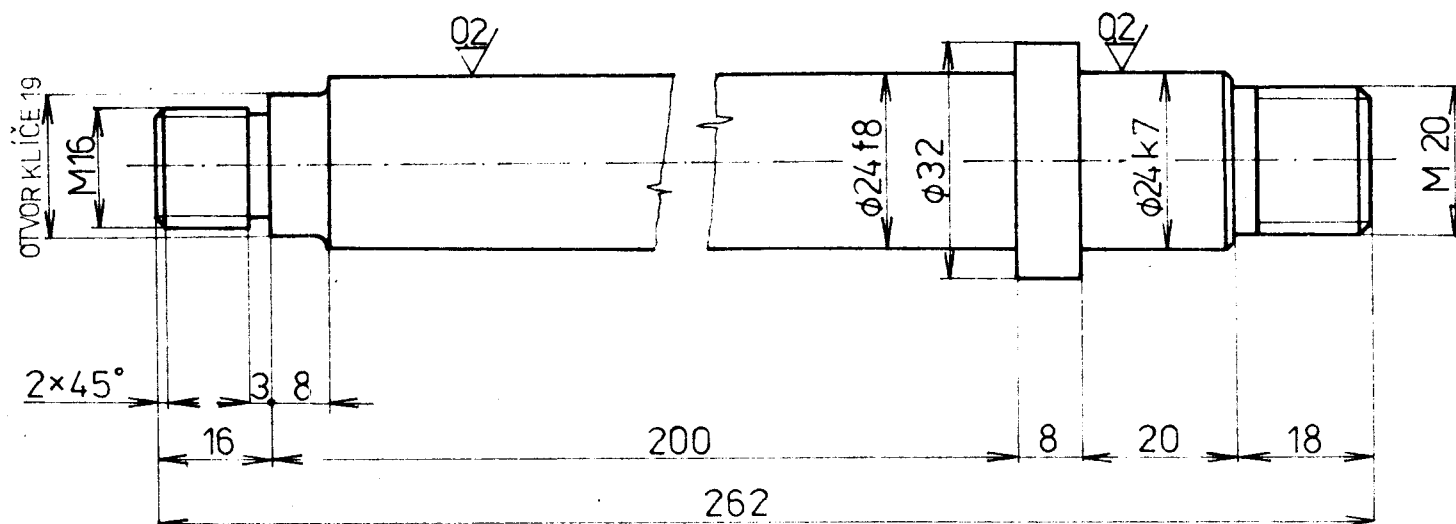
VŠST

LIBEREC

RUKOJEŤ

3-KOM-OM-555-01-005

32/ (▽)



CEMENTOVAT 05 KALIT! HRC 60

1  $\phi 32 - 265$

12 020 4

001 093 1 67 1KOM-QM-555-01

18

PŘIKRYL

1:1

10.5.88

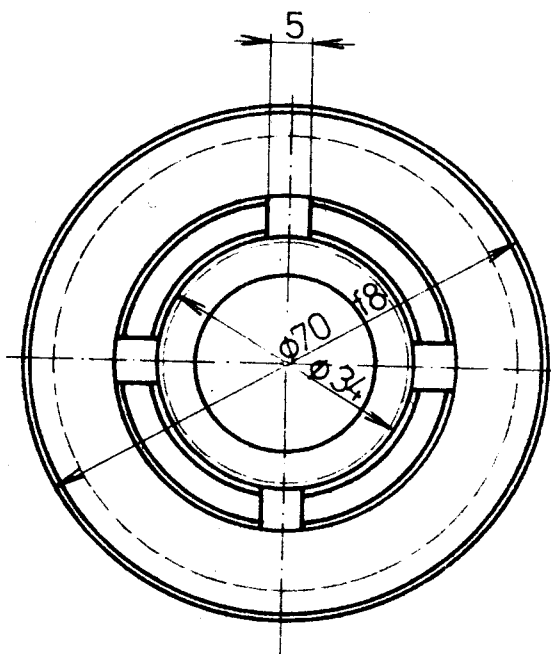
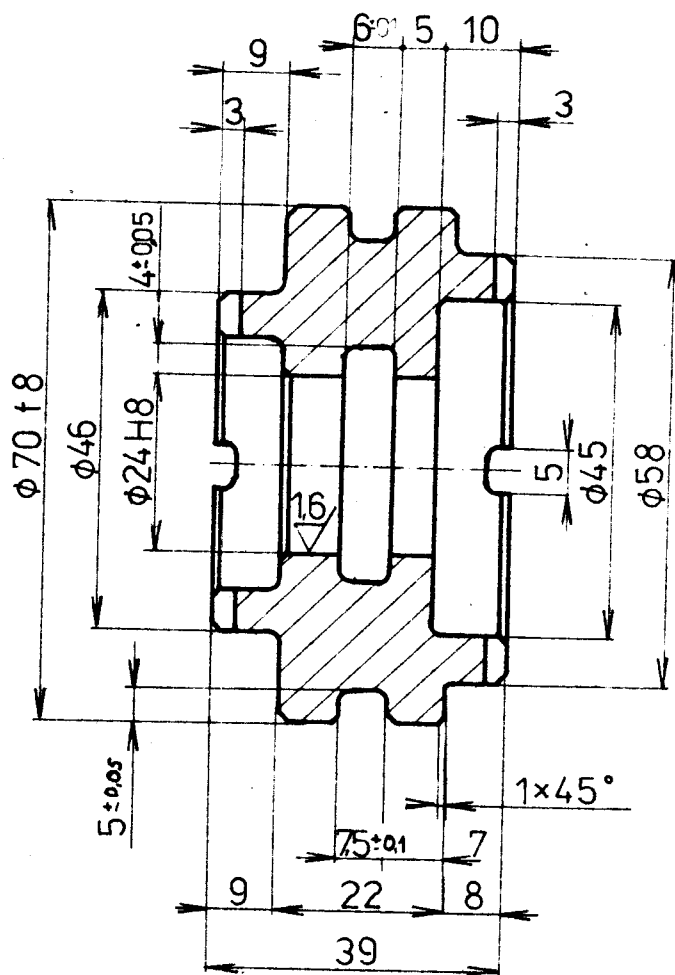
VŠST

LIBEREC

PÍSTNÍ TYČ

4-KOM-QM-555-01-006

32/ (▽)



1 Ø75-42

11 600.0

001 0.81 1.45 4-KOM-OM-555-01 17

PŘIKRYL

*P.igl*

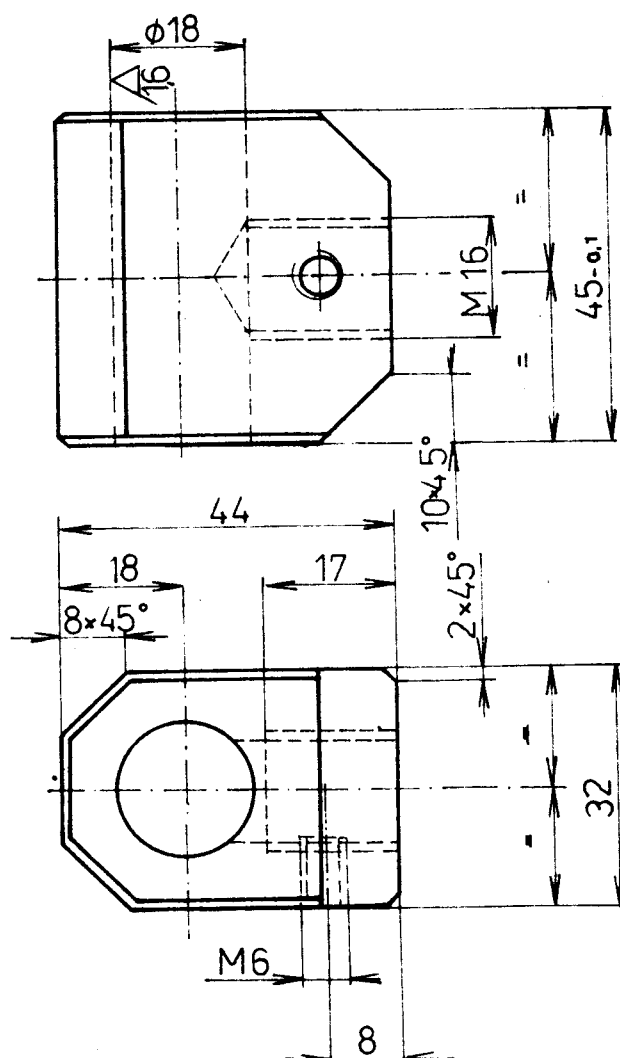
1:1

10.5.88

VŠST  
LIBEREC

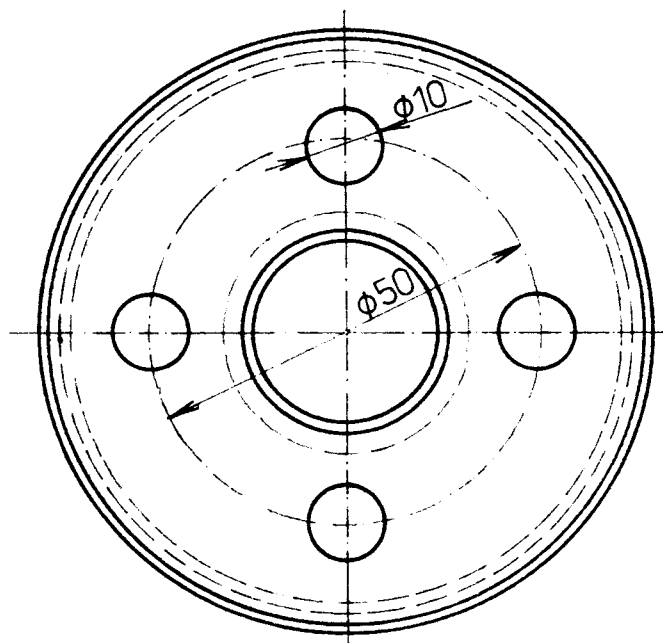
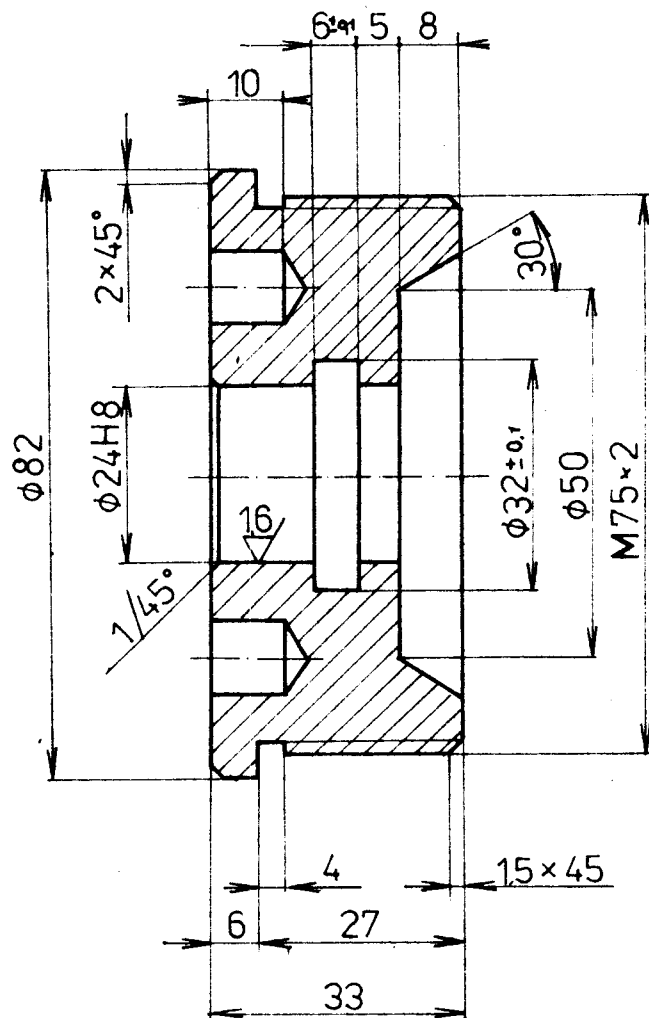
PÍST

4-KOM-OM-555-01-007



|         |                     |             |         |     |      |      |                 |
|---------|---------------------|-------------|---------|-----|------|------|-----------------|
| 1       | ŠROUB M6×10         | ČSN 02 1185 |         |     |      |      |                 |
| 1       | Ø 50-35             |             | 11600.4 | 001 | 0,45 | 0,68 | 1-KOM-OM-555-01 |
| PŘIKRYL |                     | 19          |         |     |      |      |                 |
| 1:1     | 10.5.88             |             |         |     |      |      |                 |
| VŠST    | OKO                 |             |         |     |      |      |                 |
| LIBEREC | 4-KOM-OM-555-01-008 |             |         |     |      |      |                 |

32/ (▽)



1 Ø 85 - 35

11 600.0

001 0,92 1,56 1-KOM-OM-555-01

16

Príloha

1:1

Kresť: PRIKRYL

Príloha

Norm. ref.

Výr. značka

10.5.88

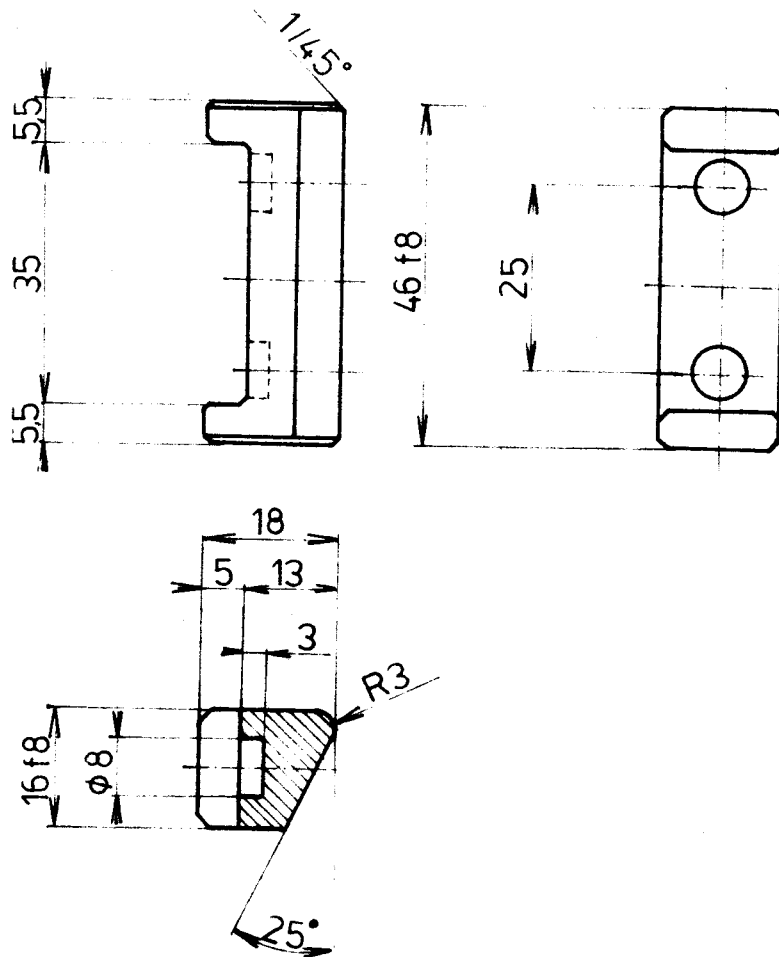
VŠST

LIBEREC

VÍKO

4-KOM-OM-555-01-009



4  $\square$  20-48

14 220.4

14 220.0 021 0,09 0,15 1-KOM-OM-555-01

8

PŘIKRYL

*B. H. J.*

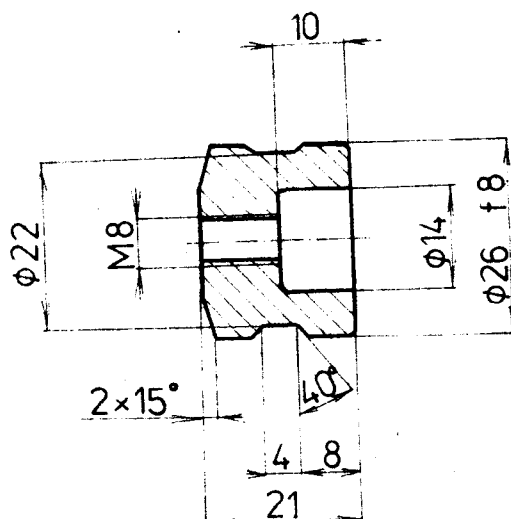
1:1

10 5 88

VŠST  
LIBEREC

ZÁPADKA

4-KOM-OM-555-01-011

1  $\phi 28 - 23$ 

14 220.4

14 220.0 021 0.55 0.11 1-KOM-OM-555-01

30

PŘIKRYL

*Průřez*

1:1

10.5.88

VŠST

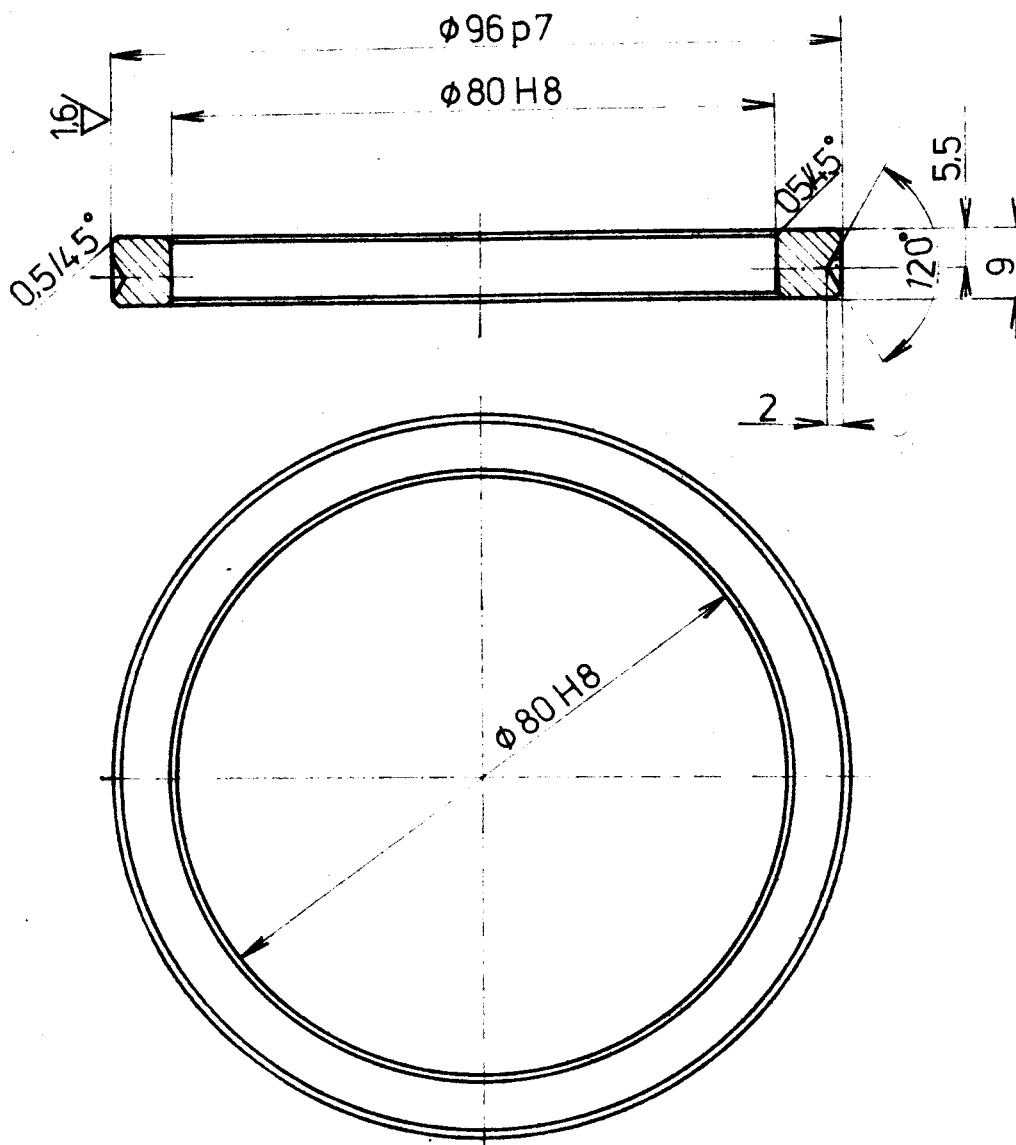
LIBEREC

POJISTKA

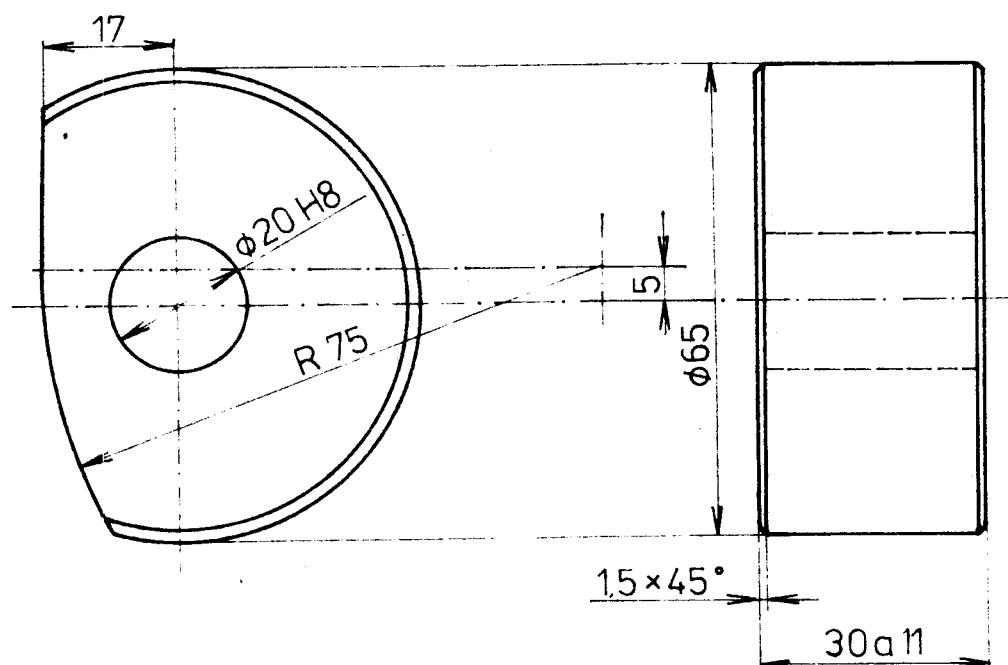
4-KOM-OM-555-01-012



32/ (▽)

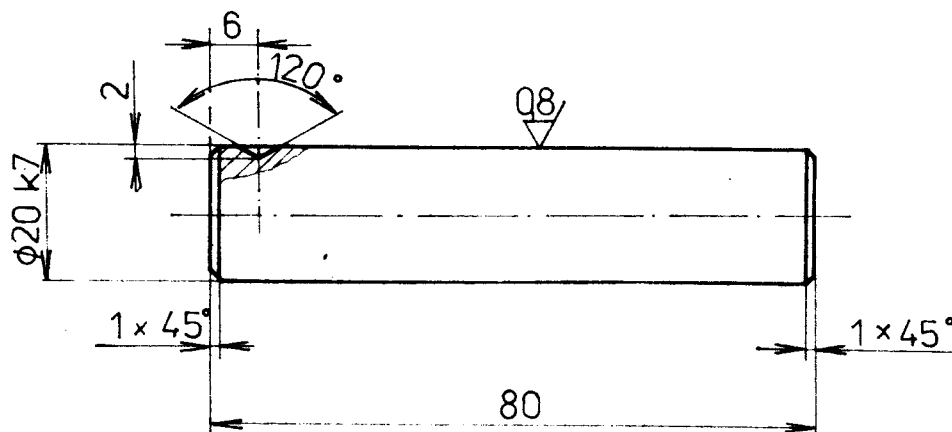


|                     |               |          |          |       |               |   |
|---------------------|---------------|----------|----------|-------|---------------|---|
| 1                   | $\phi 100-12$ | 1600.0   | 001.018  | 0.73  | 1KOM-OM555-01 | 3 |
| Název               | Príkrytí      | Dotlocov |          |       |               |   |
| Poznámka            |               |          |          |       |               |   |
| Měřítko             | 1:1           | Kreslil  | PRÍKRYTÍ | Číslo |               |   |
| Dle                 | 10.5.88       |          |          |       |               |   |
| VŠST                |               |          |          |       |               |   |
| LIBEREC             |               |          |          |       |               |   |
| VÍKO                |               |          |          |       |               |   |
| 4-KOM-OM-555-01-014 |               |          |          |       |               |   |



|                               |                |                     |            |                 |    |
|-------------------------------|----------------|---------------------|------------|-----------------|----|
| 1                             | φ65-32         | 11600.0             | 001062 083 | 4-KOM-OM-555-01 | 37 |
| Název: PŘÍKRYL <i>Antylyl</i> |                |                     |            |                 |    |
| 1:1                           | Datum: 10.5.88 |                     |            |                 |    |
| VŠST                          |                | PATKA               |            |                 |    |
| LIBEREC                       |                | 4-KOM-OM-555-01-015 |            |                 |    |

32/ (▽)



CEMENTOVAT 0,5 KALIT ! HRC 60

|                 |           |                     |     |      |      |                 |    |
|-----------------|-----------|---------------------|-----|------|------|-----------------|----|
| 1               | Ø 20 - 82 | 12 020.0            | 001 | 0,19 | 0,20 | 1-KOM-OM-555-01 | 27 |
| Příkaz - Rozměr |           |                     |     |      |      |                 |    |
| Formulka        |           |                     |     |      |      |                 |    |
| 1:1             | PRIKRYL   | 10.5.88             |     |      |      |                 |    |
| VŠST            |           | ČEP                 |     |      |      |                 |    |
| LIBEREC         |           | 4-KOM-OM-555-01-016 |     |      |      |                 |    |

Technical drawing of a mechanical part, likely a shaft or rod, showing dimensions and surface finish requirements.

Dimensions:

- Overall length: 88
- Distance from left end to first step: 15
- Distance from first step to second step: 15
- Distance from second step to right end: 15
- Outer diameter:  $\phi 16$
- Thread specification: M10

Surface finish requirements (indicated by triangles with numbers):

- Left end: 3.2
- Top surface of the first step: 32

001| 0,08 | 0,14 | 1-KOM-OM-555-01| 5

2187

2. *Staphylococcus aureus*  
 Norm. ref.  
 Vyr. protok.  
 Mat. ref

10.5.88

VŠST  
LIBEREC

1. **Introduction**

## ROZPĚRA

4-KOM-OM-555-Q1-017

|    |                     |                     |    |
|----|---------------------|---------------------|----|
| 1  | POUZDRO S RAM.      | 2-KOM-OM-555-02-002 | 1  |
| 1  | ROHAŤKA<br>S KLÍČEM | 3- -" - 01-003      | 2  |
| 1  | PLUNŽR              | 3- -" - 02-006      | 3  |
| 1  | VÁLEC               | 2- -" - -001        | 4  |
| 1  | OPĚRA               | 3- -" - -004        | 5  |
| 2  | BOČNICE             | 3- -" - -005        | 6  |
| 1  | RUKOJEŤ             | 3- -" - -003        | 7  |
| 1  | ČEP                 | 4- -" - -010        | 8  |
| 2  | VÍKO                | 4- -" - -009        | 9  |
| 1  | ČEP                 | 4- -" - -007        | 10 |
| 1  | NÁSTAVEC            | 4- -" - -008        | 11 |
| 1  | VÍKO                | 4- -" - -011        | 12 |
| 4  | ZÁPADKA             | 4- -" - 01-011      | 13 |
| 4  | OPĚRA               | 4- -" - 01-013      | 14 |
| 1  | POJISTKA            | 4- -" - 01-012      | 15 |
| 1  | OPĚRA               | 4- -" - 01-010      | 16 |
| 1  | VÍKO                | 4- -" - 01-014      | 17 |
| 1  | KLÍČ                |                     | 18 |
| 3  | OCEL KULIČKA Ø6     |                     | 19 |
| 82 | -" - Ø55            |                     | 20 |

PŘIKRYL

*M. J. 98*

1:1

10.5.88

VŠST

LIBEREC

HYDRAULICKÝ KLÍČ

1-KOM-OM-555-02-000/1

|    |                      |             |    |
|----|----------------------|-------------|----|
| 2  | ŠROUB M8×8           | ČSN021181   | 21 |
| 1  | — — M8×35            | ČSN021103   | 22 |
| 16 | — — M8×15            | ČSN021103   | 23 |
| 8  | — — M4×8             | ČSN021158   | 24 |
| 8  | PRUŽINA $\phi$ 5 -20 | ČSN026001   | 25 |
| 1  | — — $\phi$ 12 -30    | ČSN026001   | 26 |
| 1  | ŠROUB M6×15          | ČSN021185   | 27 |
| 1  | VÝVODKA              |             | 28 |
| 2  | OVLAĐACÍ<br>TLAČÍTKO |             | 29 |
| 2  | OKROUŽEK $\phi$ 50×3 | ČSN029281.2 | 30 |
| 2  | OKROUŽEK 50×40       | ČSN029280.1 | 31 |
| 16 | PODLOŽKA 8           | ČSN021740   | 32 |

1:1

PŘIKRYL

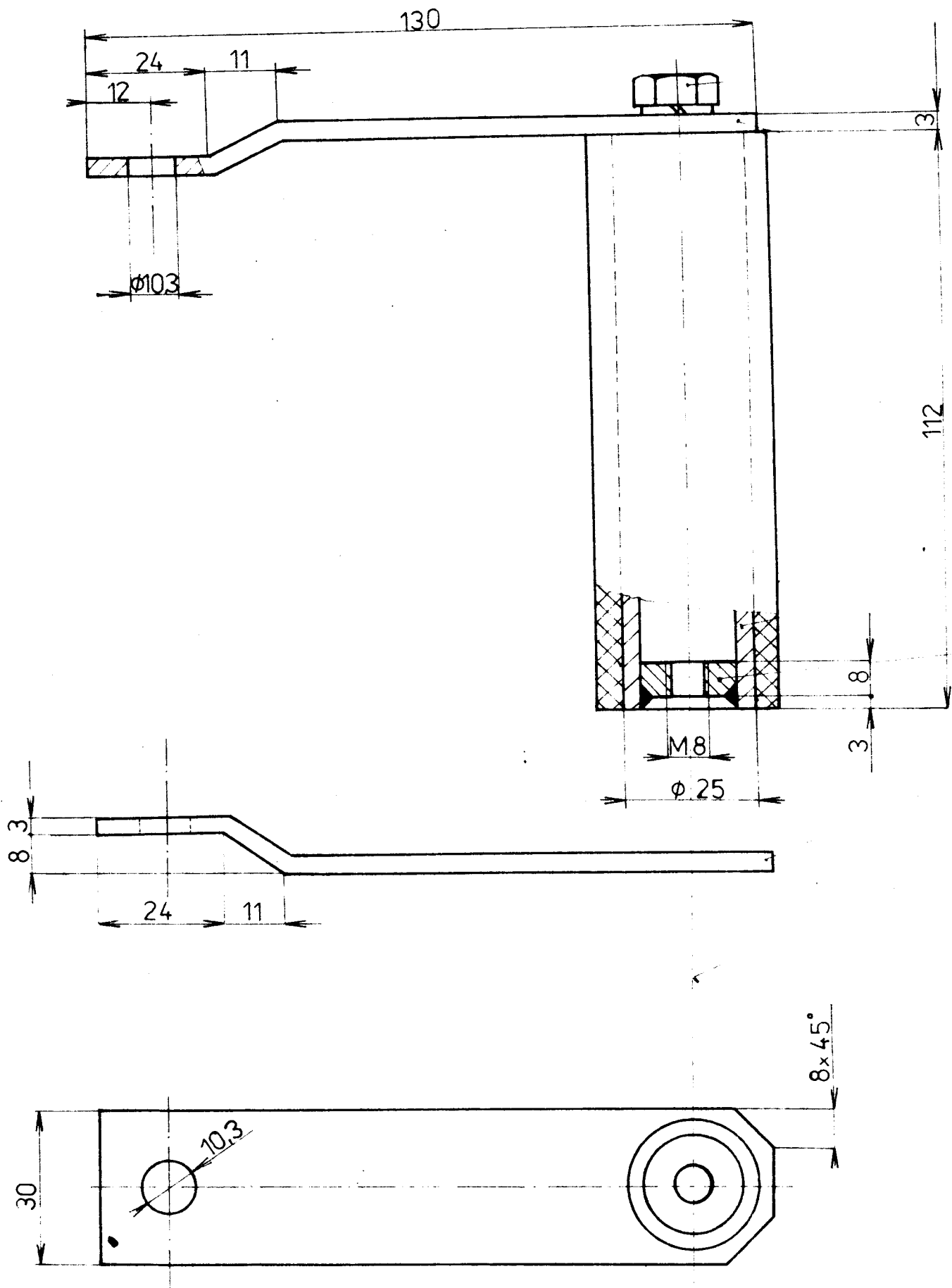
*Prizel*

10.5.88

VŠST

LIBEREC

HYDRAULICKÝ KLÍČ 1-KOM-OM-555-02-000/2



4

1

2

3

1

4

|   |                 |            |          |  |     |     |                 |   |
|---|-----------------|------------|----------|--|-----|-----|-----------------|---|
| 2 | ŠROUB M8 x 15   | ČSN 021103 |          |  |     |     |                 | 4 |
| 2 | Ø18-8           |            | 11 370 0 |  | 001 | 001 | 002             | 3 |
| 1 | TRØ25 x 3 - 112 |            | 11 353 0 |  | 001 | 018 | 018             | 2 |
| 2 | Ø 30/3 - 135    |            | 11 370 0 |  | 001 | 009 | 010             | 1 |
|   |                 |            |          |  |     |     | 1 KOM-QM-555-02 | 7 |

PŘIKRYL

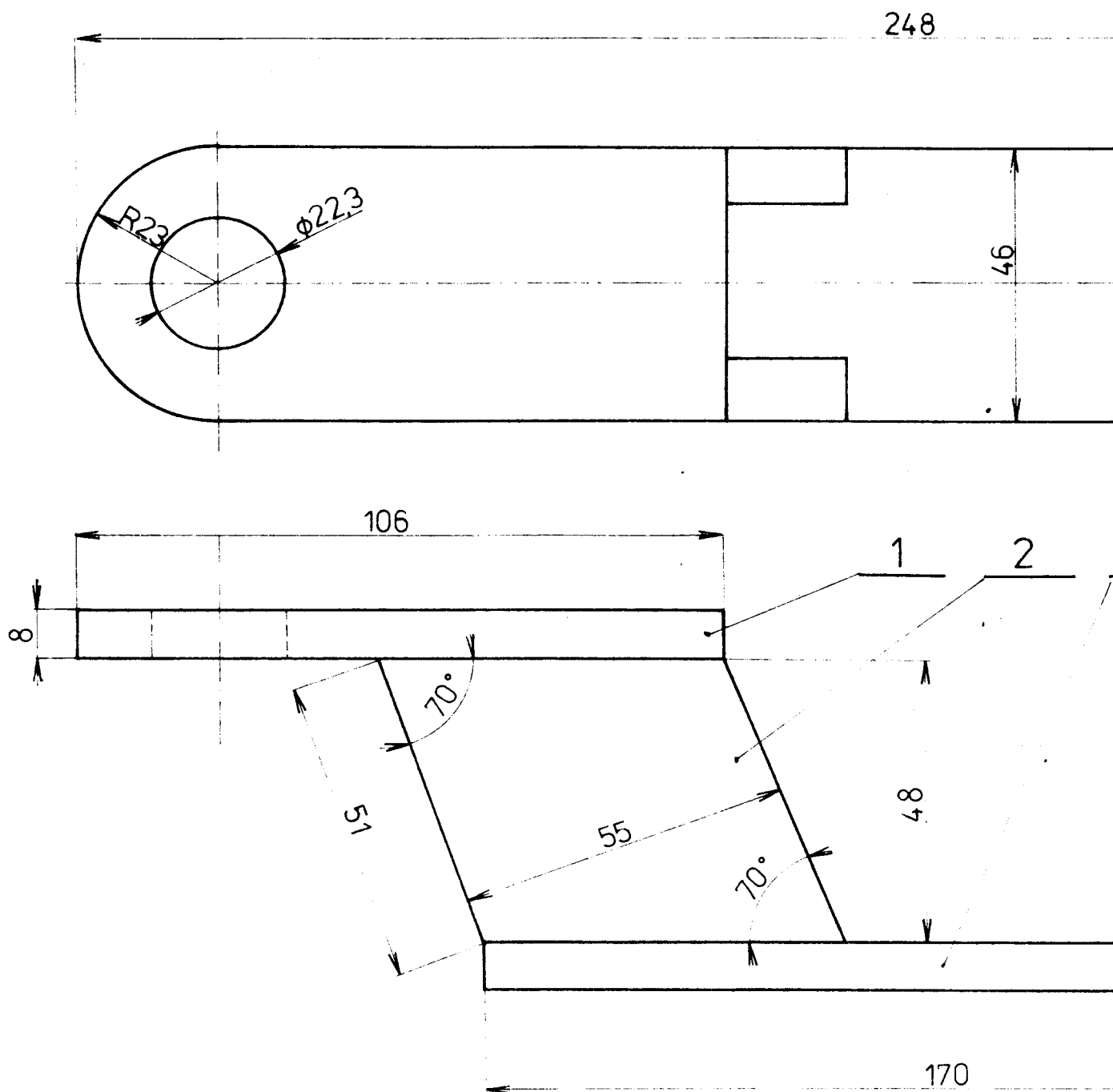
1:1

10 5 88

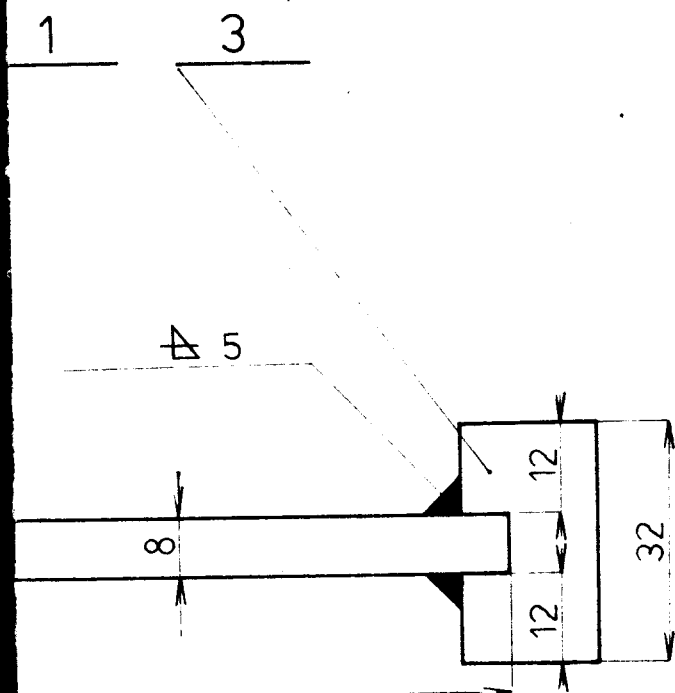
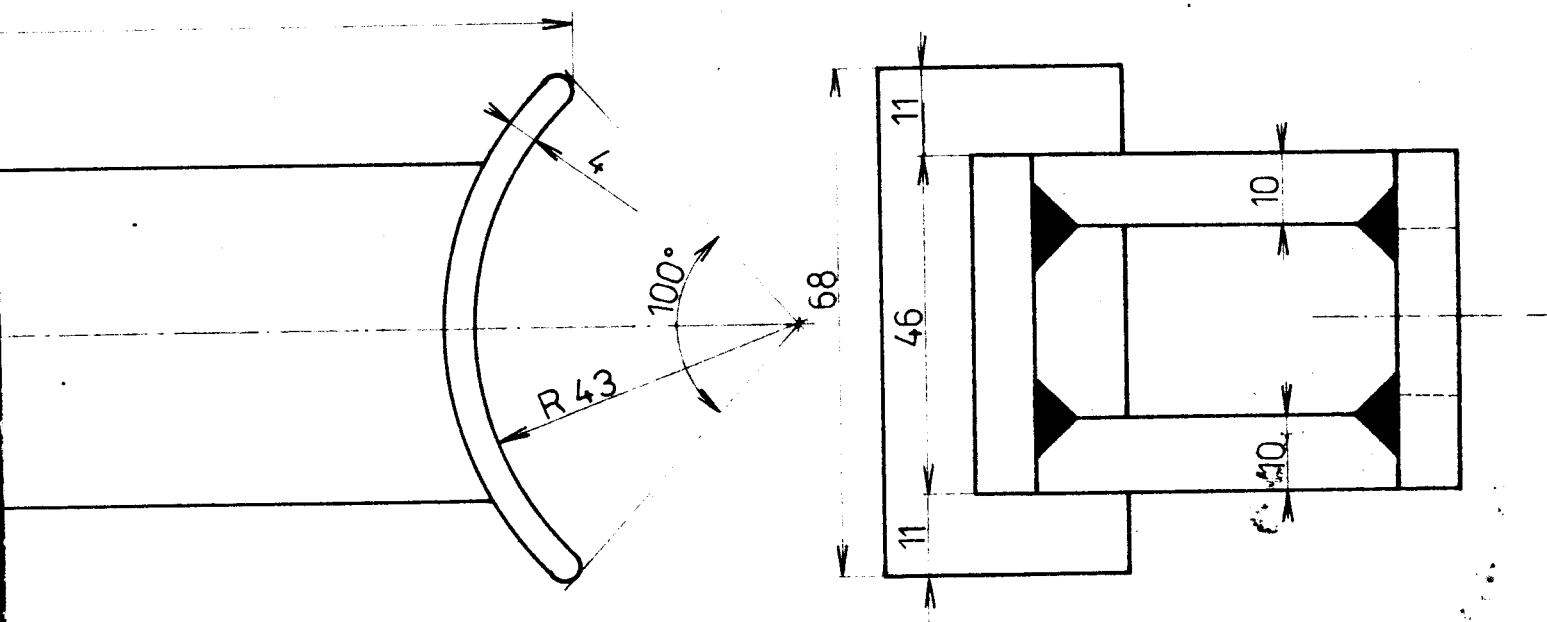
VŠST  
LIBEREC

RUKOJEŤ

3-KOM-QM-555-02-003



32/



|   |                 |         |     |      |      |   |
|---|-----------------|---------|-----|------|------|---|
| 1 | TRØ94x4 - 32    | 11523 0 | 001 | 0,07 | 0,28 | 3 |
| 2 | PL.10-55x 150   | 11523.0 | 001 | 0,48 | 0,64 | 2 |
| 1 | PL.8 - 46 x 285 | 11523.0 | 001 | 0,61 | 0,82 | 1 |

PŘIKRYL

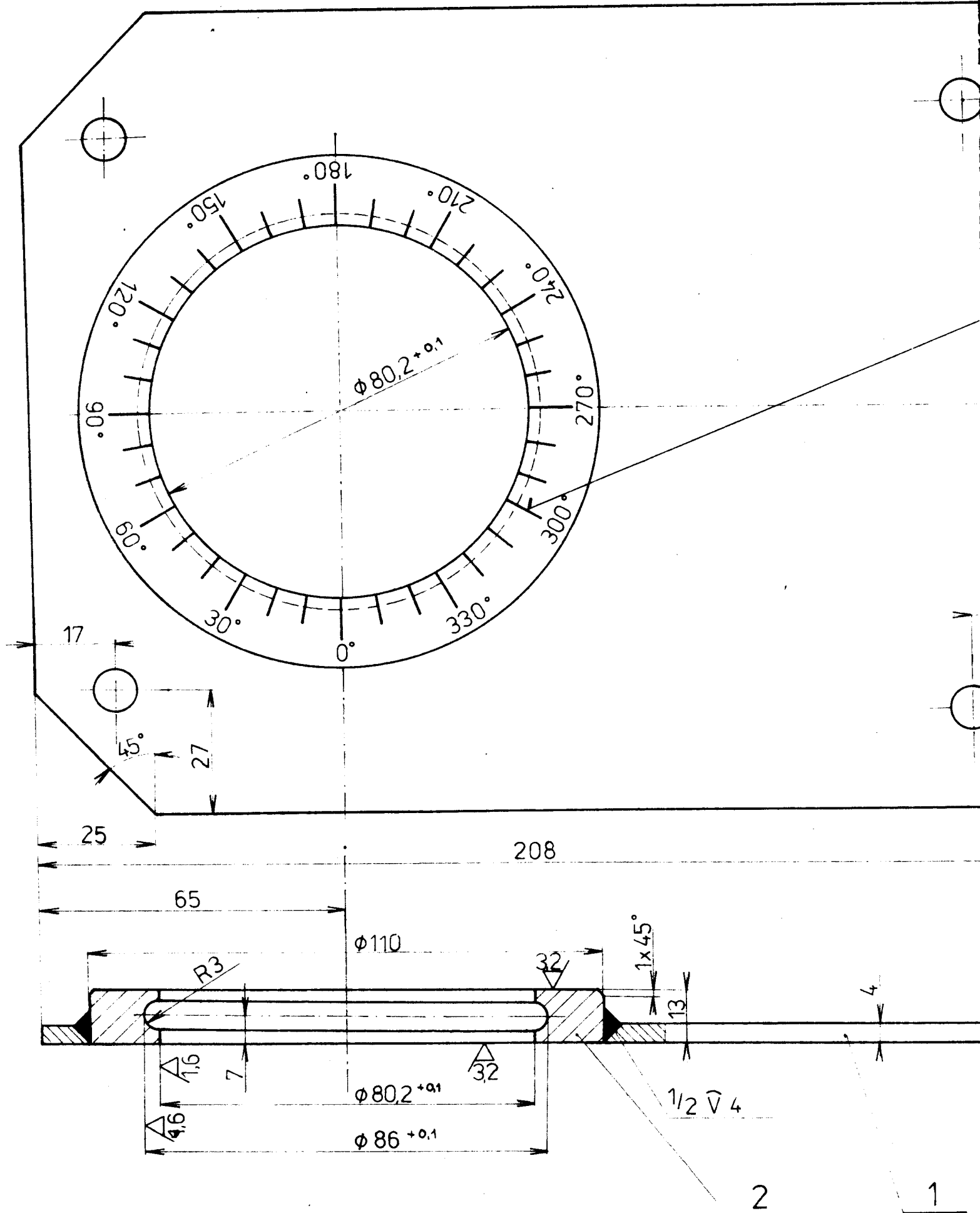
1:1

10.5.88

VŠST  
LIBEREC

OPĚRA

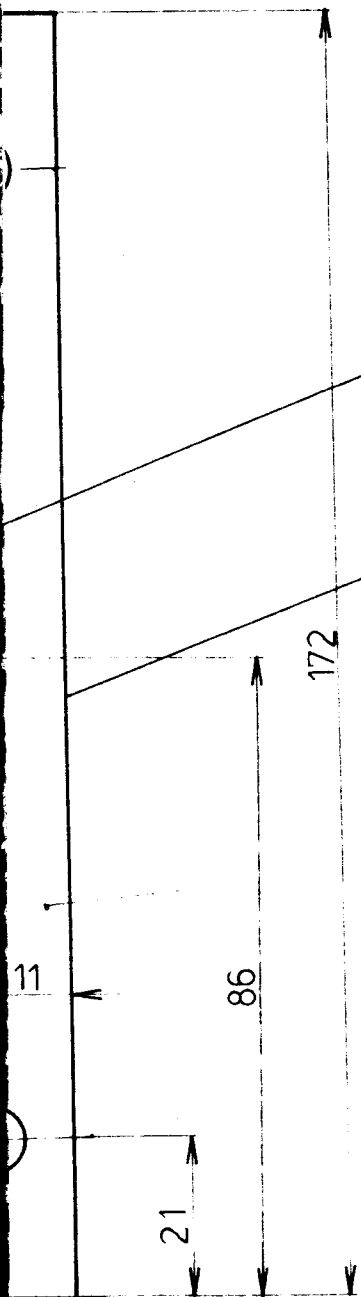
3-KOM-OM-555-02-004



125/ (▽)

VYZNAČTE STUPNICI!  
HLOUBKA RYSEK 0,5

ZHOTOVTE: 1x PROVEDENÍ PRAVÉ!  
1x —||— LEVÉ!



|   |                 |  |          |  |          |      |                 |   |
|---|-----------------|--|----------|--|----------|------|-----------------|---|
| 2 | PL. 15 Ø 115    |  | 11 523.0 |  | 001 052  | 122  |                 | 2 |
| 2 | PL. 4-210 x 180 |  | 11 523.0 |  | 001 0,89 | 1,18 |                 | 1 |
|   |                 |  |          |  |          |      | 1 KOM OM 555 02 | 6 |

PŘIKRYL

*Bigl*

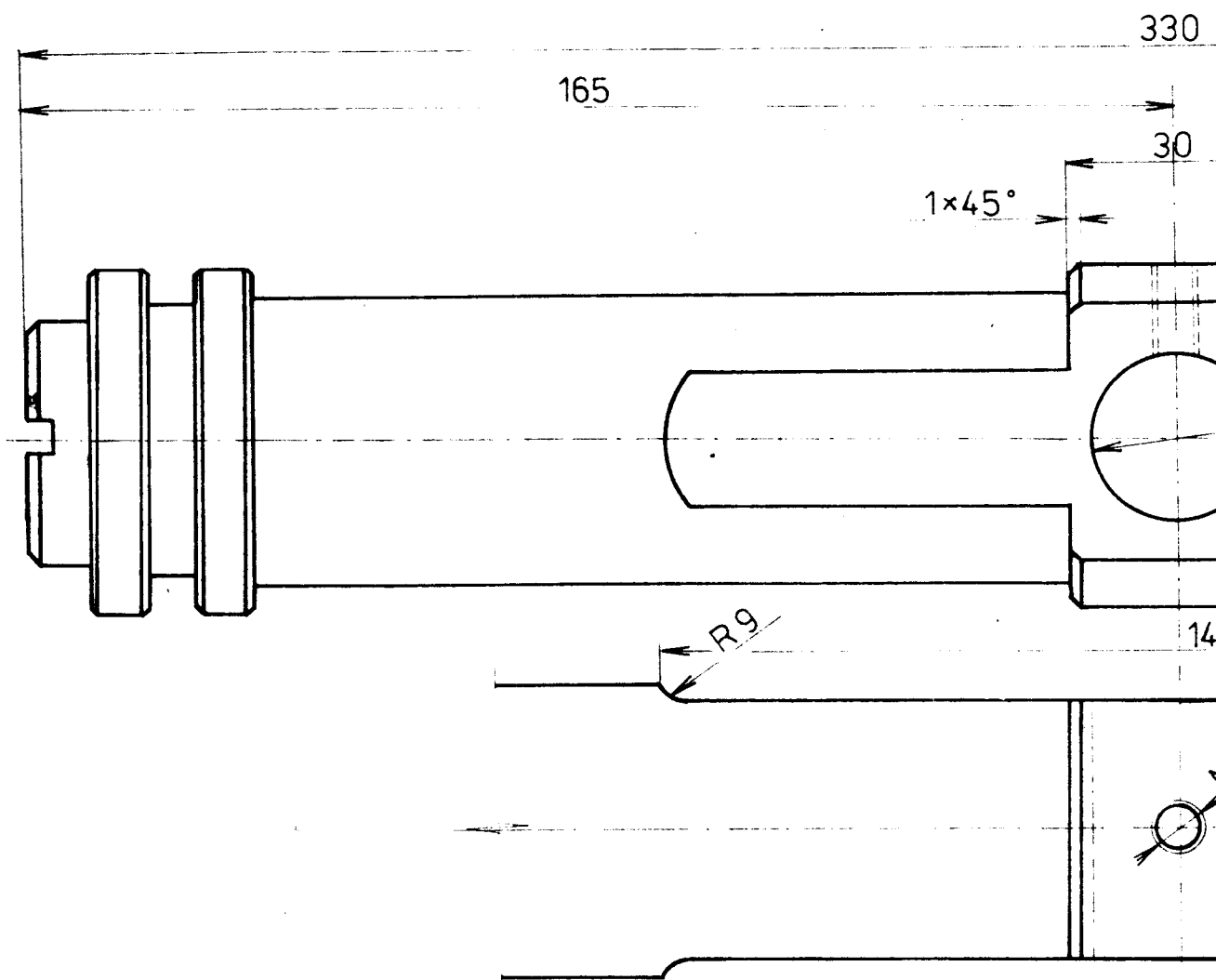
1:1

10 5.88

VŠST  
LIBEREC

BOČNICE

3-KOM-OM-555-02-005



[illegible]

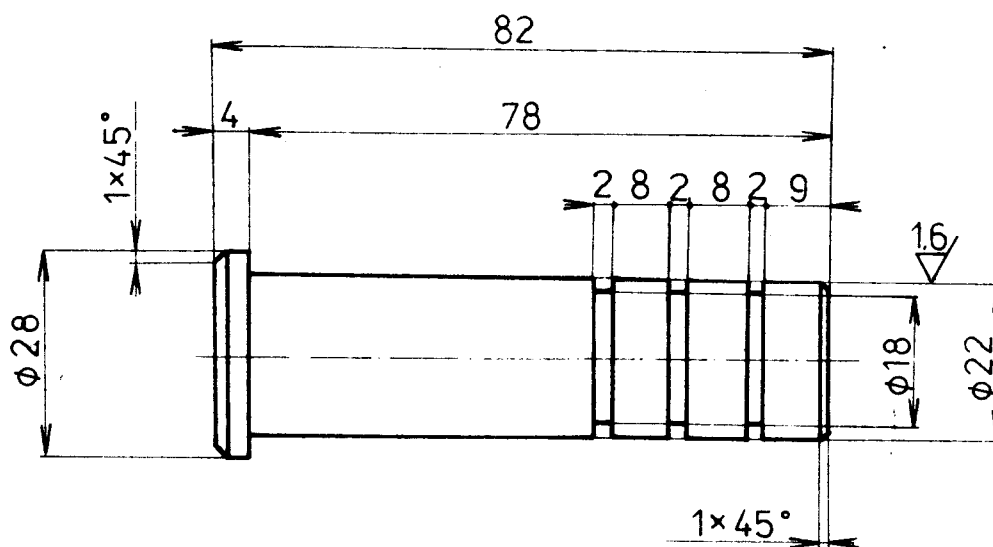
3

Pringle

10 5.88

3-KOM-OM-555-02-006

3,2/(\n)



1 Ø28 - 84

12 020.0

001 030 041 1-KOM-OM-555-02

10

PŘÍKRYL

1:1

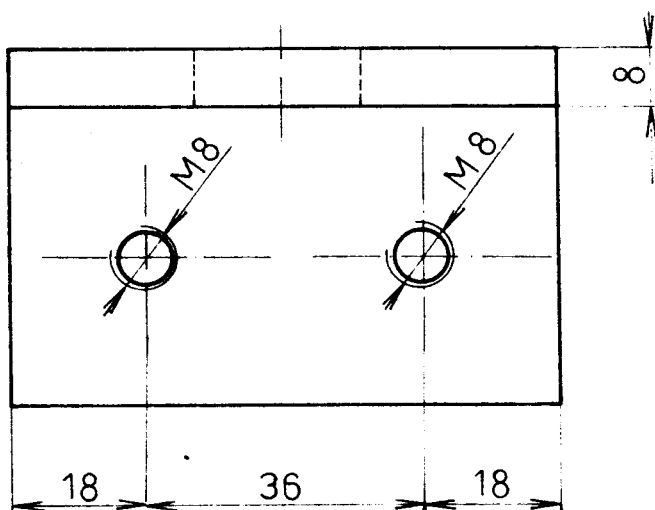
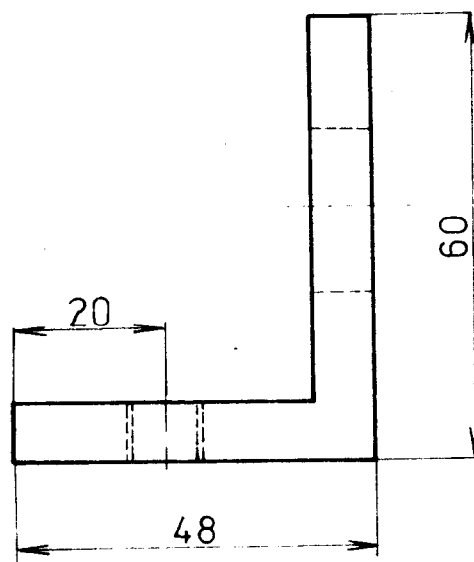
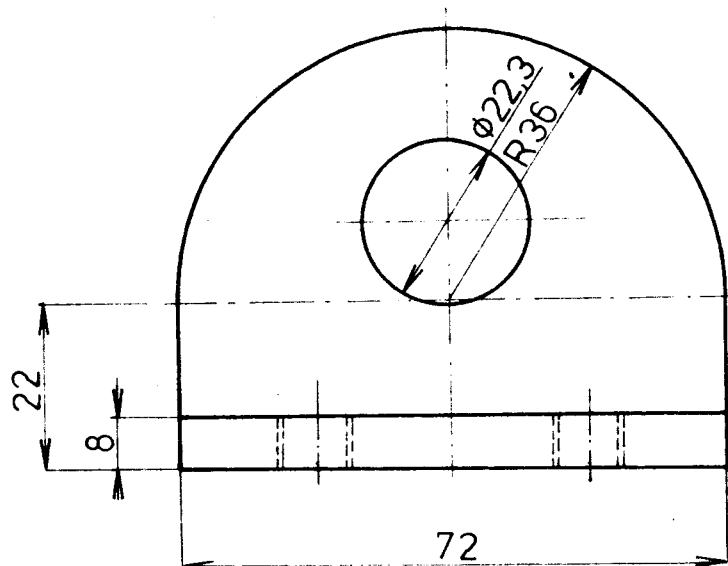
*Priloz*

10.5.88

VŠST  
LIBEREC

ČEP

4-KOM-OM-555-02-007



1 L 60x8-75

11523.0

001 0,21 028 1-KOM-OM-555-02

11

Název: PŘÍKRYL

1:1

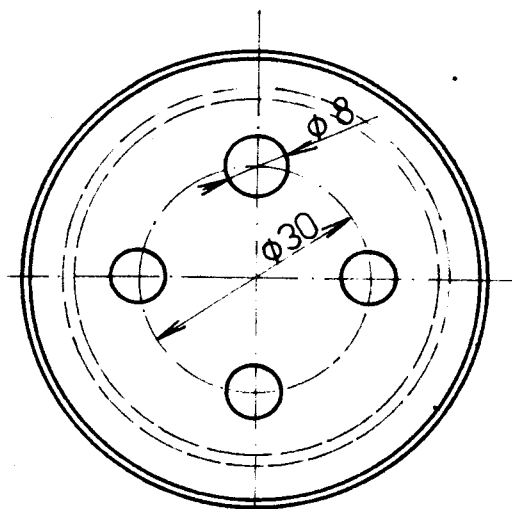
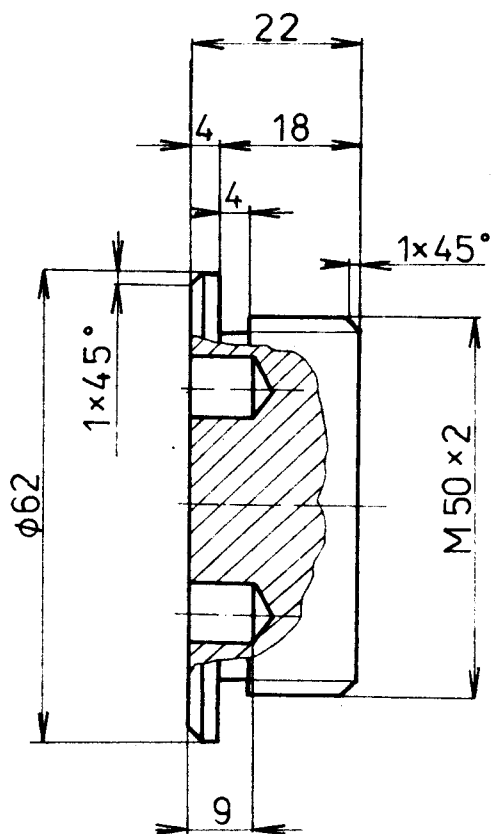
10.5.88

VŠST  
LIBEREC

NÁSTAVEC

4-KOM-OM-555-02-008

3,2  
▽



2  $\phi 65 - 25$

11600.0

001.046 065

4-KOM-OM-555-02

9

PŘIKRYL

*Petrígl*

1:1

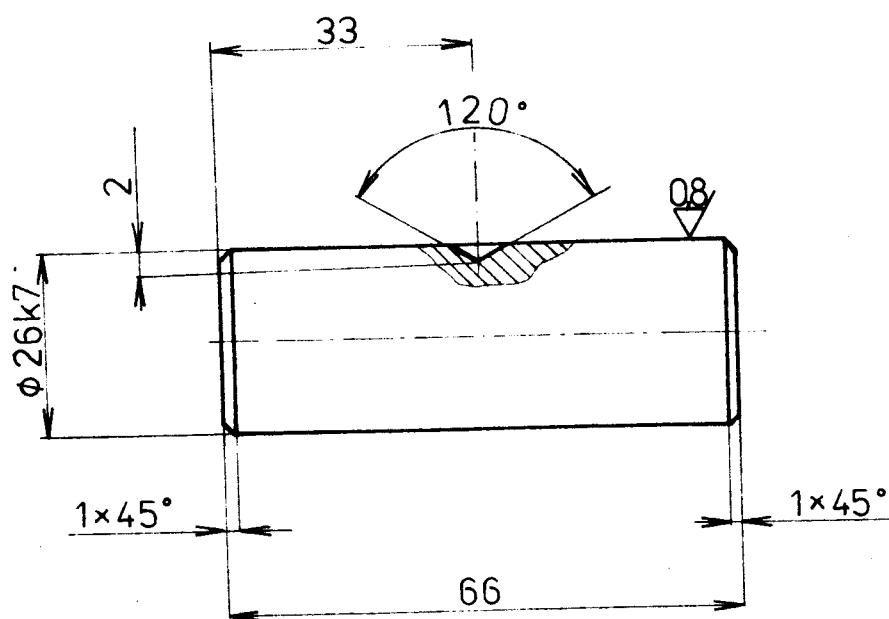
10 5 88

VŠST  
LIBEREC

VÍKO

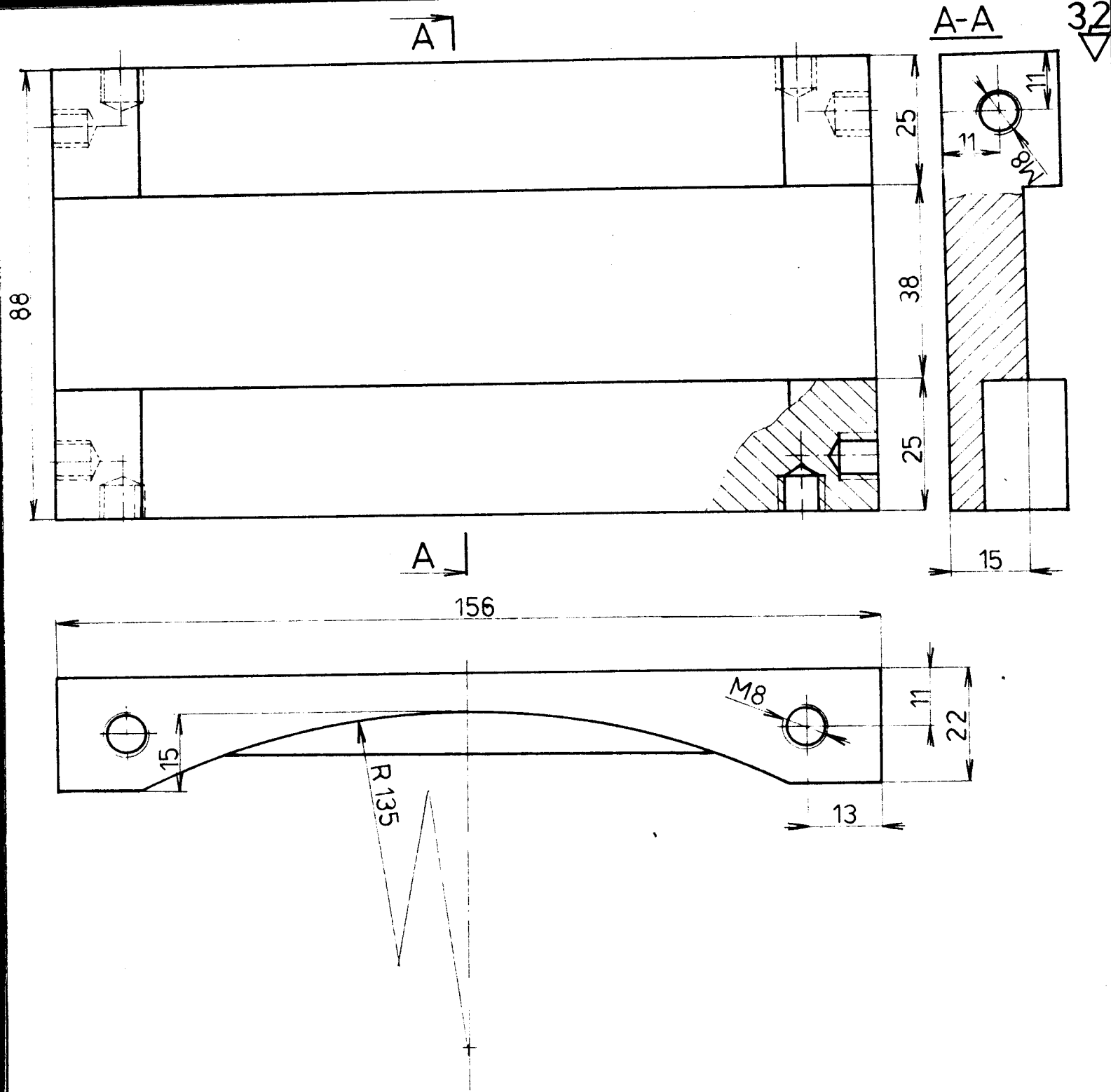
4-KOM-OM-555-02-009

3,2/(\n)



CEMENTOVAT 0,5 KALIT HRC 60

|         |           |              |                               |   |
|---------|-----------|--------------|-------------------------------|---|
| 1       | Ø 28 - 68 | 12020.4      | 001 0,29 0,32 4-KOM-OM-555-02 | 8 |
| PŘIKRYL |           | <i>ATKYL</i> |                               |   |
| 1:1     |           | 10.5.88      |                               |   |
| VŠST    |           | ČEP          | 4-KOM-OM-555-02-010           |   |
| LIBEREC |           |              |                               |   |



1  $\varnothing 90/25 - 160$

11370 0

1,91 2,82 4-KOM-OM-555-02

12

1:1

PŘÍKRYL

*Prizyl*

15088

VŠST  
LIBEREC

VÍKO

4-KOM-OM-555-02-011