

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

MAXIMÁLNÍ DOSAŽITELNÉ ÚČINNOSTI JEDNOSTUPŇOVÝCH SPIRÁLNÍCH ČERPADEL MAXIMUM ATTAINABLE EFFICIENCIES OF ONE-STAGE VOLUTE PUMPS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JIŘÍ GALUŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL RUDOLF, Ph.D.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá novými Evropskými normami EUROPUMP pro minimální dovolenou účinnost jednostupňových spirálních čerpadel a oběhových čerpadel. Práce rozebírá definici, časový plán a kritéria měření čerpadel. Práce se dále zaměřuje na celkovou účinnost potrubního systému ve vztahu k účinnosti samotného čerpadla. Následuje příklad z praxe a modelový výpočet jednostupňového spirálního čerpadla.

Summary

The bachelor's thesis deals with European Commission Regulation EUROPUMP for minimum allowable efficiency of the one stage volute pumps. Thesis deals with definition, time table and criteria for measurement these pumps. Further thesis deals with total efficiency of the pipe system in relation to pump efficiency. Follow example of a calculation of the one stage volute pump.

Klíčová slova

odstředivé čerpadla, účinnost, EUROPUMP, oběhové čerpadla, index EEI, index MEI

Keywords

centrifugal pumps, efficiency, EUROPUMP, circulators, index EEI, index MEI.

GALUŠKA, J. *Maximální dosažitelné účinnosti jednostupňových spirálních čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 27 s. Vedoucí doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Maximální dosažitelná účinnost
jednostupňových spirálních čerpadel** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....

Jiří Galuška

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Galuška

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Maximální dosažitelné účinnosti jednostupňových spirálních čerpadel

v anglickém jazyce:

Maximum attainable efficiencies of one-stage volute pumps

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Od roku 2013 platí nové standardy Evropské unie vycházející z doporučení organizace EUROPUMP, které výrobcům čerpací techniky předepisují minimální celkovou účinnost čerpadla. Celková účinnost je velmi komplexní veličinou, která je ovlivněna mnoha faktory, které se dotýkají hydraulického návrhu čerpadla i jeho mechanické konstrukce.

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je provedení rešerše maximálně možné dosažitelné účinnosti u vybraných typů jednostupňových spirálních čerpadel různých výrobců a jejich porovnání se standardy organizace EUROPUMP. Dále se práce bude zabývat vztahem jednotlivých částí čerpadla a jejich vlivem na celkovou účinnost.

Seznam odborné literatury:

- [1] Bláha, J., Brada, K.: Příručka čerpací techniky, Praha, 1997
- [2] Güllich, J.F.: Centrifugal Pumps, Springer, 2010
- [3] European Guide to Pump Efficiency for Single Stage Centrifugal Pumps, European Commission, 2003

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 25.11.2013

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Děkuji tímto vedoucímu této bakalářské práce, panu Doc. Ing. Pavlovu Rudolfovi za cenné rady a připomínky k jejímu vypracování a panu Ing. Josefu Vychodilovi za konzultace a poskytnutí údajů z praxe.

Jiří Galuška

Obsah

1	Úvod	2
2	Direktiva EuP	3
2.1	Oběhová čerpadla	3
2.1.1	Měření a výpočet EEI	5
2.1.2	Ověřování oběhových čerpadel	8
2.2	Hydrodynamická čerpadla	8
2.2.1	Výpočet indexu MEI	9
3	Účinnost čerpacího systému	12
3.1	Ztráty třením	12
3.2	Místní-singulární ztráty	13
3.3	Příklad z praxe	14
3.3.1	Zanesené potrubí	14
3.3.2	Čerpadlo	14
3.3.3	Výpočet difuzoru	15
3.3.4	Modelový výpočet čerpadla	17
4	Závěr	22
5	Seznam použitých zkratk a symbolů	25
6	Seznam příloh	27

1. Úvod

Od roku 2013 platí nové standardy Evropské unie vycházející z doporučení organizace EUROPUMP, které výrobcům čerpací techniky předepisují minimální celkovou účinnost čerpadla. Celková účinnost je velmi komplexní veličinou, která je ovlivněna mnoha faktory, které se dotýkají hydraulického návrhu čerpadla i jeho mechanické konstrukce. Cílem práce je popsat tyto nové standardy a u vybraných typů jednostupňových spirálních čerpadel provést porovnání dosahovaných účinností s požadovanými účinnostmi.

Požadavky evropských standardů se liší u oběhových čerpadel a u hydrodynamických čerpadel určených na čerpání chladné čisté vody. Evropská komise stanovila časový plán implementace těchto nařízení společně s metodikou výpočtu minimální požadované účinnosti a měření. Tyto požadavky jsou rozebrány ve druhé kapitole samostatně pro oběhová čerpadla a samostatně pro hydrodynamická čerpadla.

Účinnost systému není zajištěna pouze instalováním efektivního čerpadla, ale je závislá na celé řadě faktorů: volba vhodného pracovního bodu čerpadla, snížení místních ztrát a ztrát třením volbou vhodných armatur a tvarovek. Proto se práce ve třetí kapitole zaměřuje na účinnost celého čerpacího systému. Jsou zde stručně popsány ztráty třením po délce a místní ztráty. Nakonec je uveden příklad čerpací stanice, kde vlivem montáže a špatných vstupních dat při návrhu čerpadla nebylo dosaženo optimálních provozních podmínek a tím došlo k znatelnému poklesu účinnosti. Na použitém čerpadle je proveden modelový výpočet minimální požadované účinnosti dle Evropského nařízení.

2. Direktiva EuP

V roce 2005 Evropský parlament schválil Direktivu 2005/32/EC EuP (Energy using Products Directive), která se zaměřuje na produkty, spotřebovávající velké množství energie. Tudíž se zaměřuje na čerpadla, elektrické motory, kotle a ohřívače vody. Zavádí termín *ecodesign*, který bere v úvahu celý životní cyklus výrobku a jeho dopad na životní prostředí. Tedy hodnotí celou řadu parametrů jako výběr vhodného materiálu, znečištění životního prostředí při výrobě, doprava a distribuce, množství spotřebované energie během životního cyklu, nebo recyklaci výrobku na konci jeho životnosti. Zároveň by nemělo dojít k negativnímu ovlivnění zákazníka ve smyslu nákladů na provoz a zvýšení kupní ceny. Evropská komise vytvořila ve spolupráci s mezinárodní asociací výrobců čerpací techniky EUROUMP studii, zaměřující se na produkty spotřebovávající nejvíce elektrické energie v čerpací technice. Výsledkem byla dohoda mezi předními výrobci oběhových čerpadel na používání energetických štítků A-G, kdy A je nejméně 60% úspora elektrické energie oproti průměrnému oběhovému čerpadlu [9], [8].

V roce 2009 byla tato direktiva 2005/32/EC novelizována direktivou 2009/125/EC, která nabyla platnost 1.1.2013. Tato direktiva se zabývá oběhovými čerpadly (dále v 2.1 a čerpadly pro čerpání čisté vody (dále v 2.2). Všichni výrobci dodávající čerpadla spadající do této normy na evropský trh se jí musí řídit. Čerpadla nesplňující tyto požadavky se nebudou moci prodávat na území Evropské unie. Jednotlivé požadavky kladené na výrobce se budou uvádět postupně, aby výrobci měli dostatek času se přizpůsobit novým normám [3].

Výrobce je povinen zajistit posouzení shody výrobku se všemi požadavky direktivy EuP za účelem získání označení CE. Toto označení a další údaje musí výrobce uvést v technické dokumentaci u výrobku a na jeho internetových stránkách. Na těle čerpadla musí být dále uvedeny další údaje podle jednotlivých nařízení (pro oběhová čerpadla viz. 2.1 a pro hydrodynamická čerpadla viz. 2.2).

Cílem direktivy EuP a ErP je přinutit výrobce investovat do vývoje nových technologií, které by ušetřily významnou část spotřeby elektrické energie a snížili tak dopad této techniky na životní prostředí. Tato opatření by měla do roku 2020 na evropském trhu ušetřit 3.3 TWh elektrické energie a s tím související 1.5 Mt CO_2 [3].

Protože konstrukce oběhových čerpadel a čerpadel pro čerpání čisté chladné vody se významně liší, musíme rozdělit i požadavky na účinnost. Oběhová čerpadla jsou ve většině případů prodávána jako plně integrované produkty se všemi komponenty (hydrodynamická pumpa a elektrický motor s řízením otáček). Zákazník pak nemá možnost kombinovat různé komponenty mezi sebou. Naproti tomu komponenty čerpadel určených pro čerpání chladné vody mohou být kombinovány s komponenty jiných výrobců. Tyto vlivy nesmíme zanedbat při stanovování požadavků kladených na produkty [7].

2.1. Oběhová čerpadla

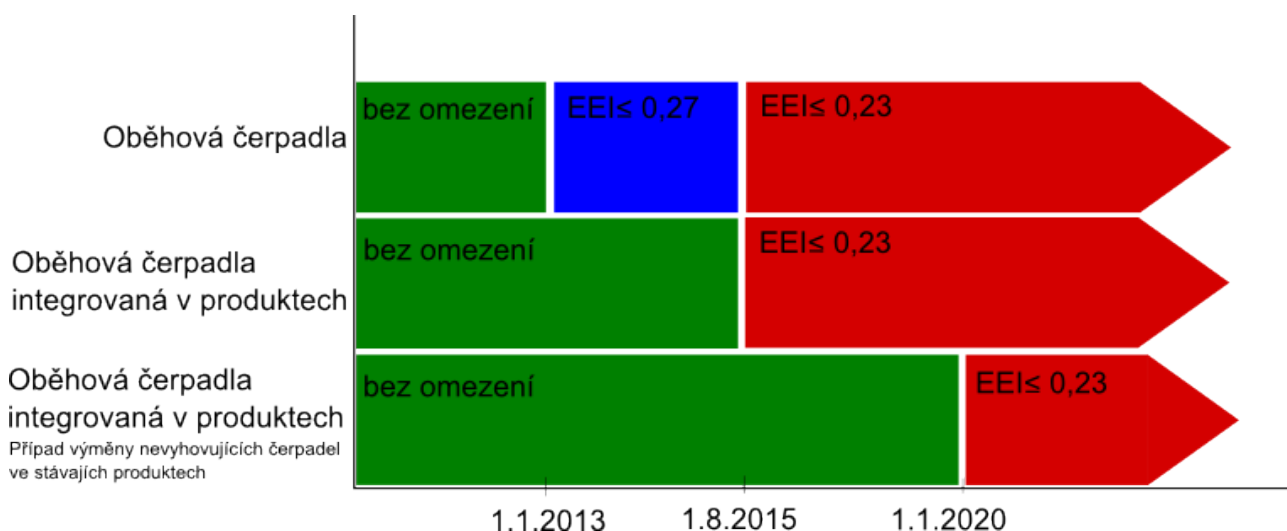
Nařízení 641/2009 [11] klade požadavky *ecodesignu* na bezucpávková oběhová čerpadla a bezucpávková čerpadla integrovaná ve výrobcích s výkonem od 1W do 2500W. Naopak se nařízení nevztahuje na čerpadla sloužící pro oběh pitné vody. Pro hodnocení účinnosti zavádí evropská komise index EEI (Energy Efficiency Index), který nahrazuje předešlé označování oběhových čerpadel energetickými štítky. Index EEI by měl být vyznačen na

2.1. OBĚHOVÁ ČERPADLA

těle čerpadla spolu s dalšími údaji podle 2.1. Na základě studie EUROPUMP byla jako referenční hodnota pro nejúčinnější oběhová čerpadla zvolena hodnota $EEI \leq 0,20$ [11]. Podrobný výpočet viz 2.1.1.

Jednotlivé nařízení se budou uvádět v platnost postupně a to podle následujícího plánu (obr. 2.1):

1. Od 1.1.2013 musí mít bezucpávková samostatná oběhová čerpadla hodnotu indexu $EEI \leq 0,27$. Výjimkou jsou oběhová čerpadla určená pro primární okruhy solárních systémů a tepelných čerpadel.
2. Od 1.8.2015 musí mít bezucpávková samostatná oběhová čerpadla a bezucpávková oběhová čerpadla hodnotu indexu $EEI \leq 0,23$



Obrázek 2.1: Časový plán EEI požadavků na oběhová čerpadla [6]

Dále musí výrobce uvádět tyto informace o výrobku:

1. Na těle výrobku musí být uvedeno označení CE.
2. Na typovém štítku oběhového čerpadla a v technické dokumentaci musí být uvedena vypočítaná hodnota indexu EEI ve tvaru: " $EE \leq 0, [xx]$ "
3. V technické dokumentaci musí být uvedeno: „referenční hodnota nejúčinnějších oběhových čerpadel je $EEI \leq 0,20$ “.
4. Pro zpracovatelské zařízení musí být v technické dokumentaci uvedeny informace o demontáži a recyklaci součástí a materiálů výrobku po skončení jeho životnosti.
5. U oběhových čerpadel pro pitnou vodu musí být na balení uvedeno: „Toto oběhové čerpadlo je vhodné pouze pro čerpání pitné vody“.

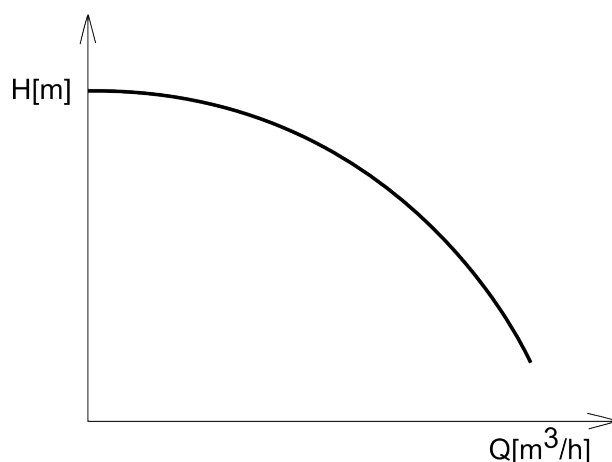
[11]

2.1.1. Měření a výpočet EEI

Výpočty provedeny dle [11], [6]. Při výpočtu musíme rozlišovat oběhové čerpadlo samostatné a oběhové čerpadlo integrované v produktu, kdy samostatné oběhové čerpadlo pracuje nezávisle na produktu. Naopak oběhové čerpadlo integrované v produktu pracuje závisle. Nařízení uvádí hlavní indentifikátory, které určují oběhové čerpadlo integrované v produktu.

1. **Naměření charakteristické křivky** Změříme oběžné čerpadlo při maximálním nastavení za účelem získání $Q - H$ křivky. Obr. 2.2 kde:

$H [m]$ rozumíme dopravní výška produkovaná oběžným čerpadlem v provozním bodě
 $Q [m^3/h]$ rozumíme objemové množství vody protékající oběžným čerpadlem



Obrázek 2.2: $Q - H$ křivka

2. **Nalezení $Q \cdot H$ maxima**

Musí platit $Q \cdot H = \max$. Pro tyto hodnoty definujeme dopravní výšku a průtok jako $H_{100\%}$ a $Q_{100\%}$. Tento pracovní bod odpovídá bodu nejlepší účinnosti při nominálních otáčkách $n_{100\%}$.

3. **Výpočet maximální hydraulické energie**

$$P_{hyd} = Q_{100\%} \cdot H_{100\%} \cdot 2,72 \quad (2.1)$$

kde:

$P_{hyd} [W]$ „je hydraulická energie, kterou oběžné čerpadlo dodává čerpané kapalině v určeném provozním bodě“ [11].

4. **Výpočet referenčního výkonu**

$$P_{ref} = 1,7 \cdot P_{hyd} + 17 \cdot (1 - e^{(-0,3 \cdot P_{hyd})}) \quad (2.2)$$

kde:

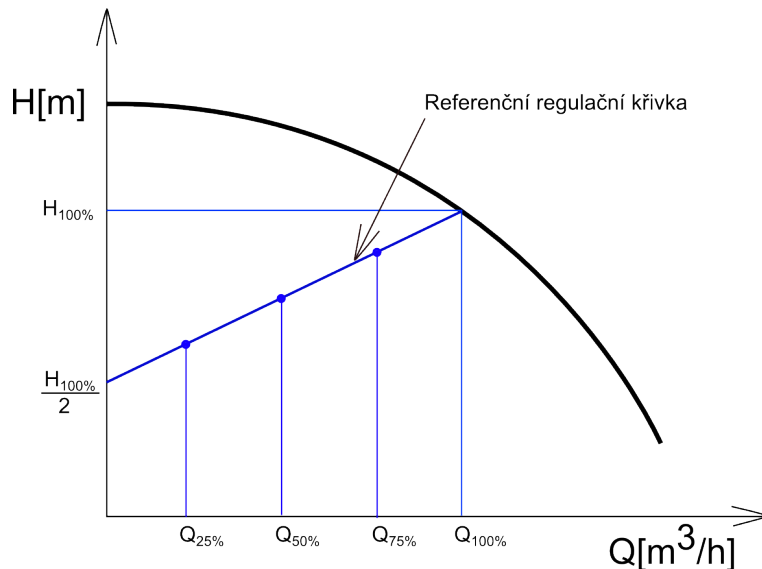
$P_{ref} [W]$ je průměrný příkon reálných oběhových čerpadel určených v roce 2008 universitou TU Darmstadt

musí platit: $1W \leq P_{hyd} \leq 2500W$

2.1. OBĚHOVÁ ČERPADLA

5. Definice referenční regulační křivky

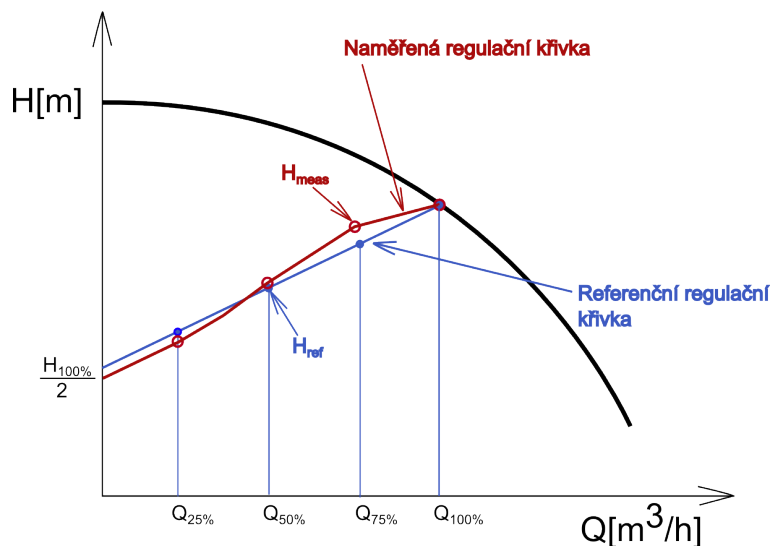
Definujeme referenční regulační křivku podle obrázku 2.3 Před měřením jednotlivých



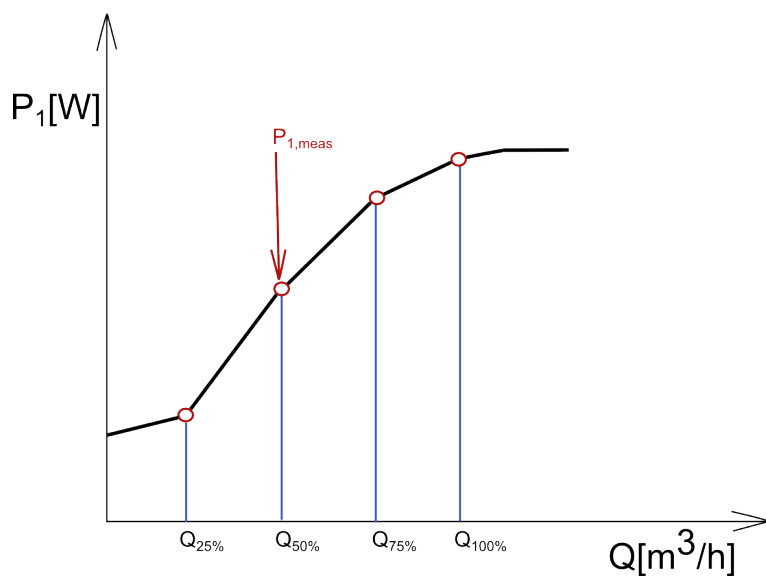
Obrázek 2.3: Referenční regulační křivka [6]

bodů $Q_{100\%}$, $Q_{75\%}$, $Q_{50\%}$, $Q_{25\%}$ $Q_{0\%}$ zkontrolujeme, že oběhové čerpadlo je nastaveno na maximální nastavení. Při měření zaznamenáváme dopravní výšku $H_n[m]$ a elektrický příkon $P_{n,1}, [W]$ v jednotlivých provozních bodech. Naměřené hodnoty dopravní výšky nazveme H_{meas} a $P_{1,meas}$ body ležící na referenční regulační křivce nazveme H_{ref}

Od 1.1.2013 musí oběhová čerpadla umožňovat změnu výkonu pomocí řízení otáček oběžného kola v několika stupních. Tato regulace je ve většině případů zajištěna frekvenčním měničem, nebo zřídka změnou počtu pólových dvojic asynchronního motoru. Pak body $Q_{75\%}$, $Q_{50\%}$ a $Q_{25\%}$ odpovídají těmto výkonovým stupňům.



Obrázek 2.4: Naměřené body H_{meas} [6]

Obrázek 2.5: Naměřený výkon čerpadla $P_{1,meas}$ [6]

Relativní průtok [%]	Relativní provozní doba [%]
100	6
75	15
50	35
23	44

Tabulka 2.1: Profil zatížení [6]

Pokud platí: $H_{meas} > H_{ref}$ pak

$$P_L = P_{1,meas} \quad (2.3)$$

v opačném případě

$$P_L = \frac{H_{ref}}{H_{1,meas}} \cdot P_{1,meas} \quad (2.4)$$

6. Výpočet váženého průměru $P_{L,avg}$

Pro výpočet váženého průměru $P_{L,avg}$ použijeme tzv. profil zatížení (tabulka 2.1), který je definován Evropskou komisí v nařízení 641/2009.

$$P_{L,avg} = 0,06 \cdot P_{L,100\%} + 0,15 \cdot P_{L,75\%} + 0,35 \cdot P_{L,50\%} + 0,44 \cdot P_{L,25\%} \quad (2.5)$$

7. Výpočet EEI

Pro výpočet EEI u samostatných oběhových čerpadel použijeme vzorec 2.6

$$EEI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} \cdot C_{20\%} \quad (2.6)$$

kde:

$C_{20\%} = 0,49$ Kalibrační konstanta, zaručující, že pouze 20% určitých čerpadel má

2.2. HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA

index $EEI \leq 0,20$

Pro případ oběhového čerpadla integrovaného v produktu, určeného pro primární okruhy tepelné okruhy solárních systémů, nebo pro tepelná čerpadla musíme použít vzorec 2.7, který zohledňuje velikost čerpadla.

$$EEI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} \cdot C_{20\%} \cdot (1 - e^{(-3,8 \cdot (\frac{n_q}{30})^{1,36})}) \quad (2.7)$$

kde:

n_q = specifické otáčky, definovány podle [3]

$$n_q = \frac{n_{100\%}}{60} \cdot \frac{\sqrt{Q_{100\%}}}{H_{100\%}^{0,75}} \quad (2.8)$$

kde:

$n_{100\%}$ jsou jmenovité otáčky za minutu v bodě $Q_{100\%}$ a $H_{100\%}$

$n_{100\%} = 2900 \text{ min}^{-1}$ pro elektromotor s jednou pólovou dvojicí

$n_{100\%} = 2450 \text{ min}^{-1}$ pro elektromotor s dvěma pólovými dvojicemi

2.1.2. Ověřování oběhových čerpadel

Ověřováním, zda oběhové čerpadlo vyhovuje výše uvedeným nařízením se budou zabývat příslušné orgány členských států, které musí odzkoušet jedno oběhové čerpadlo od každého typu. Čerpadlo vyhovuje, pokud jeho hodnota EEI nepřesahuje o více než 7% platný limit. V opačném případě je nutné provést měření na dalších třech čerpadlech. Pokud aritmetická hodnota EEI všech třech oběhových čerpadel nepřesahuje o 7% povoleného limitu, daný model se dá považovat za vyhovující. V opačném případě je daný model nevyhovující a není mu povolen prodej na evropském trhu [11].

2.2. Hydrodynamická čerpadla

Nařízení 547/2012 klade požadavky na ecodesign na jednostupňová spirální čerpadla určená pro čerpání čisté vody. Naopak se nevztahuje na tyto druhy čerpadel:

- Čerpadla navržená pro čerpání čisté vody s teplotou pod -10°C a nad 120°C
- Čerpadla určená pro protipožární aplikace
- Objemová čerpadla (hydrostatická)
- Samonasávací čerpadla

Pro hodnocení účinnosti hydrodynamických čerpadel byl zaveden index minimální energetické účinnosti (MEI), který prakticky uvádí, kolik procent čerpadel s nejnižší účinností musí být staženo z evropského trhu [8]. Toto opatření má hlavně zabránit prodeji levných, nekvalitních a neefektivních čerpadel především z Číny.

Podrobný výpočet viz 2.2.1. Jednotlivé požadavky na čerpadla budou stejně jako u oběhových čerpadel uváděny postupně podle následující tabulky:

	1.1.2013	1.1.2015
Částečné zatížení (PL)	$\eta_{PL} \geq \eta_{min,requ}$ pro $MEI = 0,10$	$\eta_{PL} \geq \eta_{min,requ}$ pro $MEI = 0,40$
Bod nejlepší účinnosti (BEP)	$\eta_{BEP} \geq \eta_{min,requ}$ pro $MEI = 0,10$	$\eta_{BEP} \geq \eta_{min,requ}$ pro $MEI = 0,40$
Přetížení (OL)	$\eta_{OL} \geq \eta_{min,requ}$ pro $MEI = 0,10$	$\eta_{OL} \geq \eta_{min,requ}$ pro $MEI = 0,40$

Tabulka 2.2: Časový plán zavádění požadavků ecodesign na hydrodynamická čerpadla [3]

Z tabulky 2.2 můžeme vidět, že nařízení neklade důraz pouze na nejvyšší účinnost v bodě nejlepší účinnosti (BEP), ale požaduje i vysokou účinnost v oblastech od 70% po 120% Q_{BEP} . Toto je velmi důležité z hlediska aplikace čerpadel, kdy čerpadlo mnohdy nepracuje přesně v bodě nejvyšší účinnosti, ale pouze v její blízkosti. Například výpočtový model ztrát vodovodního řádu má určitou přesnost, kvalita povrchů uvnitř potrubí se v průběhu provozu mění, nebo skutečné parametry čerpadla se od tabulkových hodnot často mírně odlišují. Tyto okrajové podmínky ve výsledku mohou velice výrazně ovlivnit pracovní bod čerpadla.

Dále od 1.1.2013 výrobci musí poskytovat dodatečnou technickou dokumentaci. Ta musí být přibalena k čerpadlu a musí být volně dostupná na internetových stránkách výrobce. Na těle výrobku musí být uvedeny tyto údaje:

1. MEI- index nejnižší účinnosti
2. Rok výroby
3. Jméno výrobce, nebo obchodní značka a místo výroby.
4. Číslo výrobku a velikostní identifikátor
5. Hydraulická účinnost v procentech

[3]

2.2.1. Výpočet indexu MEI

- Všechna měření musí být prováděna podle ISO EN 9906 class 2b.
- Doba testu musí být dostatečně dlouhá k zajištění porovnatelnosti a opakovatelnosti výsledků. Hlavně musíme brát do úvahy záběh čerpadla. Ten může trvat až jeden den provozu.
- Všechna měření provádíme za ustálených provozních podmínek
- Všechna měření provádíme za podmínek, kdy kavitace neovlivňuje výkon čerpadla

2.2. HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA

$C_{PumpType,rpm}$	MEI 0,10	MEI 0,20	MEI 0,30	MEI 0,40	MEI 0,50	MEI 0,60	MEI 0,70
C (ESOB, 1450)	132,58	130,68	129,35	128,07	126,97	126,10	124,85
C (ESOB, 2900)	135,60	133,43	131,61	130,27	129,18	128,12	127,06
C (ESCC, 1450)	132,74	131,20	129,77	128,46	127,38	126,57	125,46
C (ESCC, 2900)	135,93	133,82	132,23	130,77	129,86	128,80	127,75
C (ESCCI, 1450)	136,67	134,60	133,44	132,30	131,00	130,32	128,98
C (ESCCI, 2900)	139,45	136,53	134,91	133,69	132,65	131,34	129,83
C (MS-V, 1450)	138,19	135,41	133,89	133,95	133,43	131,87	130,37
C (MS-V, 2900)	134,31	132,43	130,94	128,79	127,27	125,22	123,84

Tabulka 2.3: C index v závislosti na MEI, typu čerpadla a jeho otáčkách [10]

- Účinnost čerpadla je měřena jako výtlačná výška a objemový průtok v bodu nejlepší účinnosti (BEP), částečného zatížení (PL) a přetížení (OL) pro nestočené oběžné kolo.
- Musí být změřeno minimálně sedm bodů v intervalu 60% až 120% očekávaného průtoku v BEP. Čtyři body v intervalu 60% až 95% BEP, 1 bod v intervalu 95% až 105% BEP a 4 body v intervalu 105% až 120% BEP. Výsledné body musí být interpolovány polynomem třetího stupně nebo funkcí spline. Výsledná křivka musí mít pouze jedno maximum a její druhá derivace musí být záporná [10].

Výpočet minimální účinnosti

Minimální účinnost vypočítáme pomocí vzorce 2.9. Koeficient C určíme z tabulky 2.3, kde jsou uvedeny koeficienty pro hodnoty MEI od 0,1 do 0,7. Minimální požadovaná účinnost v bodech PL a OL je menší než v bodě nejlepší účinnosti a vypočítá se pomocí vzorce 2.10 a 2.11

$$\eta_{BEP,min,requ} = 88,59x + 13,46y - 11,48x^2 - 0,85y^2 - 0,38xy - C_{PumpType,rpm} \quad (2.9)$$

kde:

$x = \ln(n_q)$ specifické otáčky [min^{-1}] (výpočet viz 2.8)

$y = \ln(Q)$ průtok [m^3/h] C= koeficient volený z tabulky 2.3. Závisí na typu čerpadla, otáčkách čerpadla a na velikosti indexu MEI.

$$\eta_{PL,min,requ} = 0,947 \cdot \eta_{BEP,min,requ} \quad (2.10)$$

$$\eta_{OL,min,requ} = 0,985 \cdot \eta_{BEP,min,requ} \quad (2.11)$$

kde:

- ESOB (End suction own bearing) je jednostupňové odstředivé čerpadlo s ložiskem v kozlíku
- ESCC (End suction close coupled) je jednostupňové odstředivé čerpadlo s ložiskem na elektromotoru
- ESCCI (End suction closed coupled inline) je inline jednostupňové odstředivé čerpadlo s ložiskem na elektromotoru

- MS-V (Vertical multistage) je vertikální vícestupňové odstředivé čerpadlo
- MSS (Submersible multistage) je ponorné vícestupňové odstředivé čerpadlo

Měření čerpadel je jako všechna ostatní laboratorní měření zatíženo řadou chyb. Například chyba měření měřících přístrojů (vatmetry, průtokoměry, dynamometr, atd.). Evropská komise dovoluje $\pm 5\%$ toleranci pásmo nejistoty měření. Proto zavádíme $\eta_{threshold}$, jako hodnotu, pod kterou nesmí účinnost čerpadla v bodech PL, BEP a OL spadnout. Vypočítáme ji pomocí vzorce [2.12](#)

$$\eta_{threshold} = 0,95 \cdot \eta_{min,requ} \quad (2.12)$$

3. Účinnost čerpacího systému

Na celkové účinnosti čerpacího systému se podílí účinnost čerpadla, účinnost elektrického motoru, účinnost frekvenčního měniče (části energeticky aktivní) a komponenty sloužící k vedení kapaliny (části energeticky pasivní). Současným trendem je stále častější používání frekvenčních měničů za účelem přesného doregulování výstupních parametrů čerpadla na požadavky zákazníka. Přitom by bylo efektivnější věnovat větší pozornost návrhu čerpadla v kontextu celého hydraulického systému. Podle Evropské komise je možné zvýšit současnou účinnost čerpacích systému o 20% až 30%. Takového zvýšení účinnosti by se mělo dosáhnout zvýšením účinnosti čerpadel (možné zlepšení jen o pár procent), elektrického motoru (těmito zařízeními se zabývá direktiva ErP-velké možnosti zvýšení účinnosti) a pečlivým návrhem potrubního systému [9] [1].

Pohyb kapaliny v hydraulickém systému je doprovázen hydraulickými ztrátami, které brání pohybu kapaliny. Na překonání těchto odporů musíme vynaložit ztrátovou energii Y_Z [1]. Ztráty ve vodovodním potrubí můžeme rozdělit na ztráty třením a ztráty místní.

3.1. Ztráty třením

K vyšetření ztrát třením musíme znát typ proudění. V obecném případě platí, že laminární proudění nastává, když Reynoldsovo číslo Re je menší než jeho kritická hodnota. Musí tedy platit, že $Re < 2320$. Jednoduchým výpočtem podle rovnice 3.1 ověříme, že ve vodovodních systémech nastává prakticky pouze turbulentní proudění (viz tabulka 3.1), kdy průtočnou rychlost většinou volíme obvykle kolem $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [15].

Průměr potrubí $d[\text{mm}]$	10	50	100	200	300
Mezní rychlost proudění $v[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,234	0,047	0,023	0,012	0,008

Tabulka 3.1: Mezní rychlost proudění v závislosti na vnitřním průměru potrubí pro vodu o teplotě 20°C [15].

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (3.1)$$

Kde:

$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je střední rychlost proudění

$d [\text{m}]$ je charakteristický rozměr (v našem případě vnitřní průměr potrubí)

$\nu [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ je kinematická viskozita proudící tekutiny

V případě turbulentního proudění můžeme vyjádřit ztrátovou měrnou energii Y_{zt} z Weisbachova vztahu jako:

$$Y_{zt} = \sum_{j=1}^n \lambda_j \cdot \frac{L_j}{D_{hj}} \cdot \frac{v_j^2}{2} \quad (3.2)$$

Kde:

$Y_{zt} [\text{J}/\text{kg}]$ je ztrátová měrná energie třením

j je index jednotlivých úseků potrubí

n je celkový počet úseků potrubí

$L[m]$ je délka potrubí

λ je součinitel ztráty třením

$D_h[m]$ je hydraulický průměr potrubí

Součinitel ztráty třením λ je závislý na drsnosti potrubí, na rychlosti proudění, průměru potrubí a vazkosti kapaliny. Je stanoven z empiricko-teoretických vztahů, které se liší podle typu proudění, materiálu a tvaru potrubí. Při výpočtu nejdříve určíme typ proudění dle Nikuradseho diagramu závislosti $\lambda = f(Re, k_r)$. Následně vybereme vhodný empirický stav pro příslušné proudění. Avšak λ se v průběhu životního cyklu vodovodních potrubí mění vlivem vylučování rozptýlených a rozpuštěných látek ve vodě. Ty se postupně usazují na vnitřních stěnách potrubí a zvětšují jeho drsnost a zmenšují průtočný profil [15] [12].

3.2. Místní-singulární ztráty

Místní ztráty vznikají vířením tekutiny u různých změn profilů a překážek. Kapalina se odtrhává od stěn a ve vzniklých koutech kapalina víří. Tím přeměňuje svoji kinetickou energii na teplo. Ztrátová měrná energie Y_{zm} vychází z Weisbachova vztahu a je dána vztahem:

$$Y_{zm} = \sum_{i=1}^m \zeta_i \cdot \frac{v_j^2}{2} \quad (3.3)$$

Kde:

i je index označující jednotlivé singularity

m je celkový počet singularit

$Y_{zm}[J/kg]$ je ztrátová měrná energie místních ztrát

ζ je bezrozměrný součinitel místní ztráty dané singularity. Je závislý na druhu překážky a na Reynoldsově čísle. Určuje se většinou měřením a pro typické tvarové kusy a armatury pomocí vzorců [12] [15].

V zájmu dobré energetické účinnosti hydraulického systému je naším cílem zmenšit místní ztráty na minimum. Toho je možné dosáhnout správným typem a geometrií armatur a tvarovek, které nevykazují velké místní ztráty. Avšak je důležité brát do úvahy i ekonomické hledisko. Koleny s větším poloměrem sice zmenší ztráty ohybem vodního proudu, ale bude mnohem dražší a zabere více místa. U rekonstrukcí starších objektů jako čerpací a posilovací stanice je projektant striktně omezen jak finančně, tak i dostupným místem. Obecně je ale doporučováno se řídit následujícími zásadami:

- Při měření průtoku se obvykle zmenšuje průřez, abychom dosáhli větších rychlostí a tím i přesnějších výsledků. Je nutné zvolit správnou velikost, typ a umístění vodoměru. Vodoměr by měl být umístěn na výtlaku čerpadla aby nesnižoval tlak na sání čerpadla a tím ho neohrožoval kavitací.
- Ve vodovodních systémech se obvykle umísťuje filtr před vodoměrem. Ten by měl být minimálně o dimenzi větší než samotný vodoměr.

3.3. PŘÍKLAD Z PRAXE

- Na uzavírání potrubí použijeme šoupátko, nikoli přímý ventil. Šoupátko má při otevřeném stavu prakticky nulovou místní ztrátu. Naproti tomu ventil má velice významnou ztrátu i při plně otevřeném stavu ($\zeta = 5,0 - 8,4$ podle typu a velikosti) [4].
- Za výtlakem čerpadla se snažíme co nejdříve zvětšit profil vhodným difuzorem a tím snížit rychlost kapaliny.
- Spojení a rozdělení proudu by mělo být plynulé. V ideálním případě po tečně k ose potrubí.

3.3. Příklad z praxe

Předmětem řešení byl hydraulický a energetický rozbor provozování čerpací stanice bez sací jímky, tedy připojení sání čerpadla přímo na přívodní potrubí. Výstupy jsou návrhové parametry (Q, H) čerpadla vhodného pro tento způsob provozování. Přiváděcí řad má délku 6700 m a je vybudován z potrubí z různých profilů (DN 500, 300 a 250) a materiálů (ocel, litina, tvárná litina, PVC a polyetylén). Na základě hydraulického modelu vodovodního řadu a předběžných výpočtů bylo navrženo čerpadlo s parametry $Q=35$ l/s, $H=35$ m. Avšak po realizaci vypočtené parametry nesouhlasily se skutečností. Příčin nesouladu modelu se skutečností bylo několik [13].

3.3.1. Zanesené potrubí

První okolností bylo velmi významné zanešení litinových potrubí DN 250 a DN 300. Podle měření tlakových ztrát na přiváděči bylo zanešení tak značné, že snížilo vnitřní průměr potrubí až o jednu dimenzi, tedy snížení vnitřního průměru o 50 mm. V tomto snížení vnitřního průměru je započítané i jisté zvýšení drsnosti povrchu potrubí vlivem silné inkrustace. To si však můžeme dovolit uvažovat pouze pro výpočet ztrátové výšky v oblasti průtoků, kde bylo měření prováděno.

3.3.2. Čerpadlo

Bylo instalováno jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo s ložiskem na elektromotoru (ESCC). Tabulkové hodnoty viz. 3.2. Navrhovaný provozní bod byl $Q = 108 \text{ m}^3/\text{h}$, výtlačná výška $H = 37 \text{ m}$ při otáčkách $n = 2949 \text{ ot}/\text{min}$. V takovém režimu mělo mít čerpadlo účinnost $\eta = 85,1\%$ a celkovou účinnost čerpadla a motoru $\eta = 77,2$. Kvůli pochybnostem o skutečných parametrech čerpadla bylo provedeno laboratorní měření (viz. tab. 3.3).

To ukázalo, že parametry čerpadla jsou mírně nižší než udává výrobce. V provozním bodu čerpadlo nedosahuje výtlačné výšky $H = 37 \text{ m}$, nýbrž $H = 36,3 \text{ m}$.

Kvůli velice složitému potrubnímu systému jsme simulovali chování pracovního bodu čerpadla pomocí matematického modelu vytvořeného s použitím software pro komplexní analýzu vodovodních sítí s názvem MIKE NET - ODULA. Simulovány byly 3 stavy:

1. Přívodní potrubí bez inkrustů a s difuzorem s vrcholovým úhlem 5°

3. ÚČINNOST ČERPACÍHO SYSTÉMU

Údaje o čerpadle	
Název čerpadla	NB 65-160/173 D-F-N-BAQE
Údaje čerpadla pro dané otáčky	2940 ot/min
Skutečná vypočítaná hodnota průtoku	108 m ³ /h
Výsledná dopravní výška čerpadla	37m
Skutečný průměr oběžného kola	172,9
Elektrické údaje	
Typ motoru	MMG160MB
Třída účinnosti	IE2 [IE2]
Jmenovitý výkon	15 kW
$\cos\varphi$	0,9
Účinnost IE	IE2 90,2
Účinnost motoru při plném zatížení	90,7 – 90,7
Účinnost motoru při 3/4 zatížení	90,7 – 90,7
Účinnost motoru při 1/2 zatížení	89,5 – 89,5

Tabulka 3.2: Tabulkové údaje čerpadla grundfos

	Průtok [m ³ /m]	Head [m]	Ot, [ot/min]	U_1 [V]	U_2 [V]	U_3 [V]	I_{avg} [A]	P_1 [kW]	η [%]
Bod 1	149,4	29,35	2951	400	400	400	27,7	16,7	71,4
Bod 2	138,2	31,43	2954	400	401	400	26,6	16,2	73
Bod 3	124	33,73	2954	401	399	400	25,6	15,4	73,8
Bod 4	107,5	36,25	2958	400	399	400	24,1	14,4	73,5
Bod 5	89,6	38,49	2962	400	399	400	22,2	13,1	71,3

Tabulka 3.3: Naměřené hodnoty čerpadla

2. Přívodní potrubí bez inkrustů a s difuzorem s vrcholovým úhlem 35°

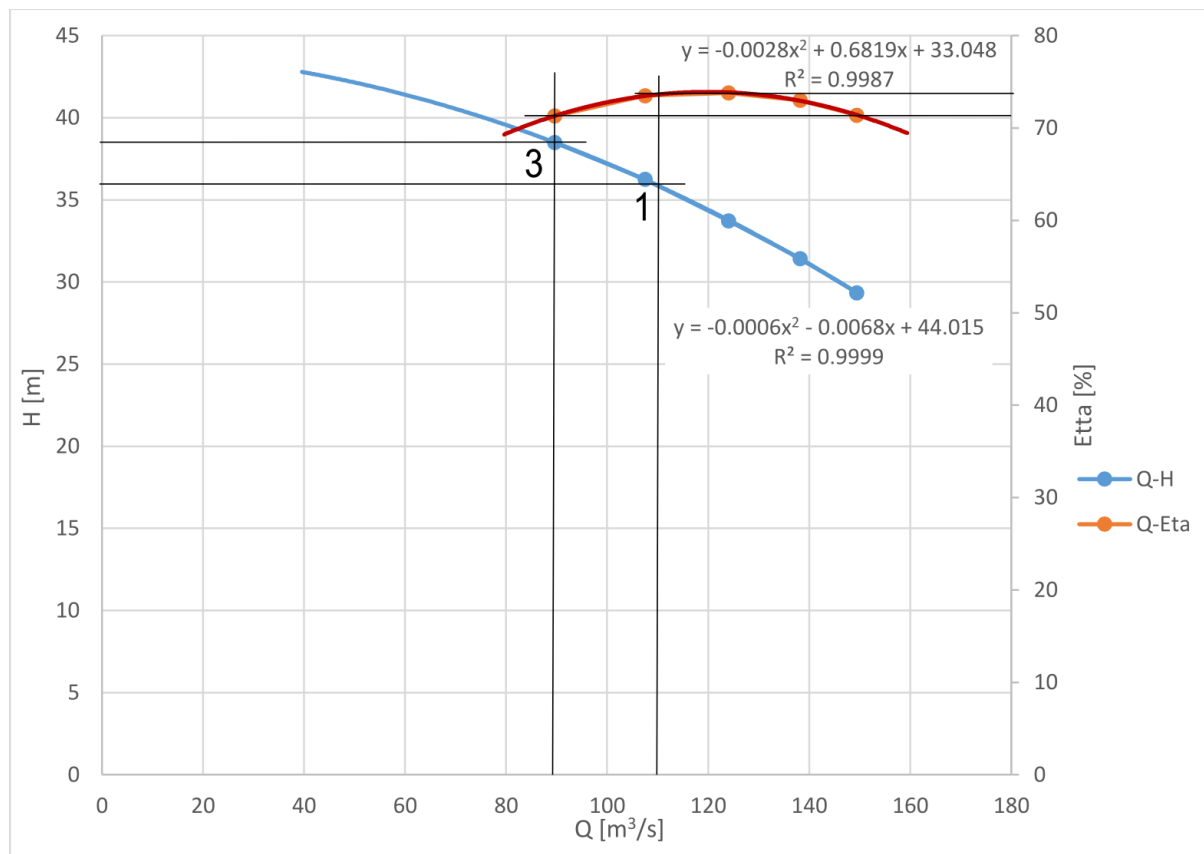
3. Přívodní potrubí s inkrustami a s difuzorem s vrcholovým úhlem 35°

V prvním případě je původně navrhovaný pracovní bod čerpadla $Q = 108,32 \text{ m}^3/\text{h}$ a výtlačná výška 36,91m. Ve druhém případě je pracovní bod čerpadla $Q = 93,96 \text{ m}^3/\text{h}$ a výtlačná výška $H = 38,08$. Ve třetím případě jsme získali pracovní bod čerpadla $H=38,5$ m a $Q=25$ ls. Provozní body 1 a 3 jsou znázorněny na obr. 3.1. Z toho vidíme, že vlivem inkrustovaného potrubí a špatného difuzoru se pracovní bod čerpadla posunul dál od bodu nejlepší účinnosti a tím se snížila jeho účinnost. Konkrétně o 2,6 %, ze 73,6 % na 71 %. Je velice důležité, aby čerpadlo vykazovalo dobré účinnosti i v okolí BEP, protože každý vodovodní systém se zanáší a jeho vlastnosti se časem zhoršují.

3.3.3. Výpočet difuzoru

Třetí okolností bylo použití nevhodného difuzoru na výtlačku čerpadla (viz obrázek 3.3). Difuzor měl vrcholový úhel 35°. Podle závislosti 3.4 vidíme, že vrcholový úhel 35° je absolutně nevhodný z hlediska velikosti místních ztrát. U difuzoru s vrcholovým úhlem δ větším než 5° se kapalina odtrhává od stěn difuzoru a tvoří v těchto místech cirkulační proudění (viz obr. 3.3.3). To má za následek velice významnou místní ztrátu. Tu si můžeme ověřit pomocí jednoduchého výpočtu. Jednotlivé hodnoty průtoků budeme uvažovat z matematického modelu viz. 3.3.2.

3.3. PŘÍKLAD Z PRAXE



Obrázek 3.1: Naměřená Q-H křivka čerpadla s provozními body a účinností čerpadla a motoru

Výpočet místní ztráty pro původní difuzor:

$2\delta = 70^\circ$ $D_1 = 65\text{mm}$ $D_2 = 150\text{mm}$ $Q = 25.1\text{l} \cdot \text{s}^{-1} = 0.0251\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
podle závislosti 3.4 volíme $\xi = 0,68$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,0251 \cdot 4}{\pi \cdot 0,065^2} = 7,56\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$h_{zm1} = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,68 \cdot \frac{7,56^2}{2 \cdot 9,8} = 1,98\text{m}$$

Výpočet místní ztráty pro druhý difuzor:

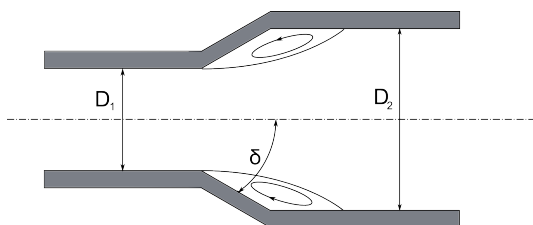
$2\delta = 10^\circ$ $D_1 = 65\text{mm}$ $D_2 = 150\text{mm}$ $Q = 28.7\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$ $\xi = 0,095$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,0287 \cdot 4}{\pi \cdot 0,065^2} = 8,65\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4)$$

$$h_{zm2} = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,095 \cdot \frac{8,65^2}{2 \cdot 9,8} = 0,36\text{m}$$

Z výsledků výpočtů vidíme, že nahrazením původního difuzoru s vrcholovým úhlem $\delta = 35^\circ$ za difuzor s vrcholovým úhlem $\delta = 5^\circ$ jsme snížili místní ztrátu Z_m o $1,62\text{m}$.

3. ÚČINNOST ČERPACÍHO SYSTÉMU



Obrázek 3.2: Proudění kapaliny v difuzoru [14]



Obrázek 3.3: Původní stav výtlačku čerpadla [13]

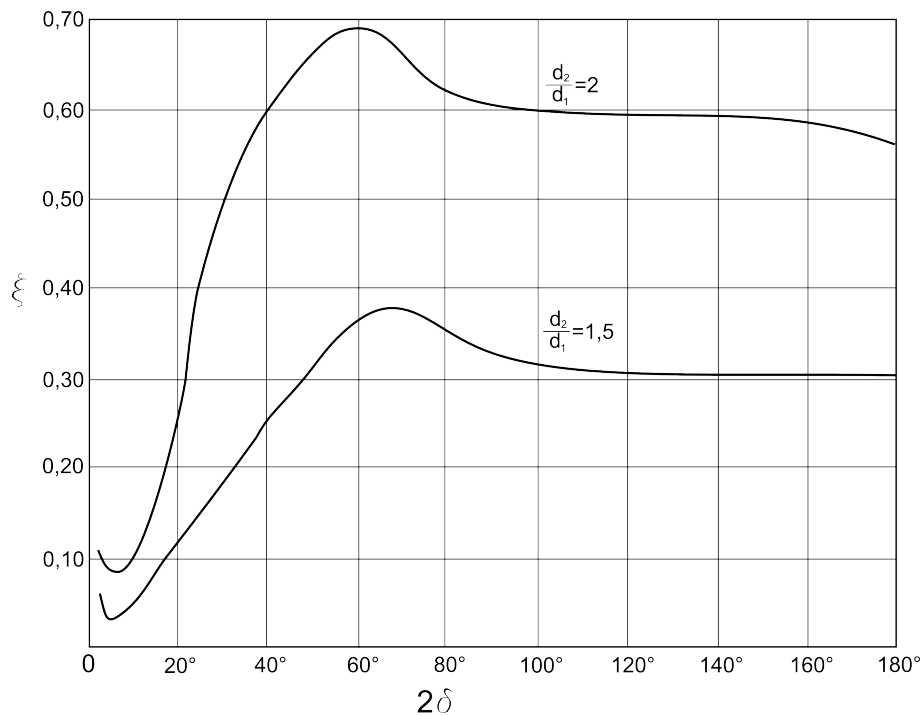
3.3.4. Modelový výpočet čerpadla

Nyní se zaměříme na samotné čerpadlo Grundfos NB 65-160/173. Podle naměřených dat z tabulky 3.3 a údajů v tabulce 3.2, kde udávaná účinnost motoru od plného zatížení do 3/4 zatížení je $\eta = 90,7\%$. Účinnost stroje je dána součinem účinností čerpadla a motoru. Můžeme tedy psát:

$$\eta_{\text{celk}} = \eta_{\text{čerpadla}} \cdot \eta_{\text{motoru}} \quad (3.5)$$

Z tabulky 3.3 vidíme celkovou účinnost čerpadla a elektrického motoru. Podle rovnice 3.5 si můžeme vyjádřit $\eta_{\text{čerpadla}}$, když známe účinnosti elektrického motoru, kterou podle

3.3. PŘÍKLAD Z PRAXE



Obrázek 3.4: Závislost ζ_{rk} na velikosti vrcholového úhlu rozšíření [2]



Obrázek 3.5: Stávající stav výtlaku čerpadla [13]

tabulky 3.2 můžeme považovat za konstantní v rozmezí plného a 3/4 zatížení. Přepočítání provedeme pro všechny body z tabulky 3.3

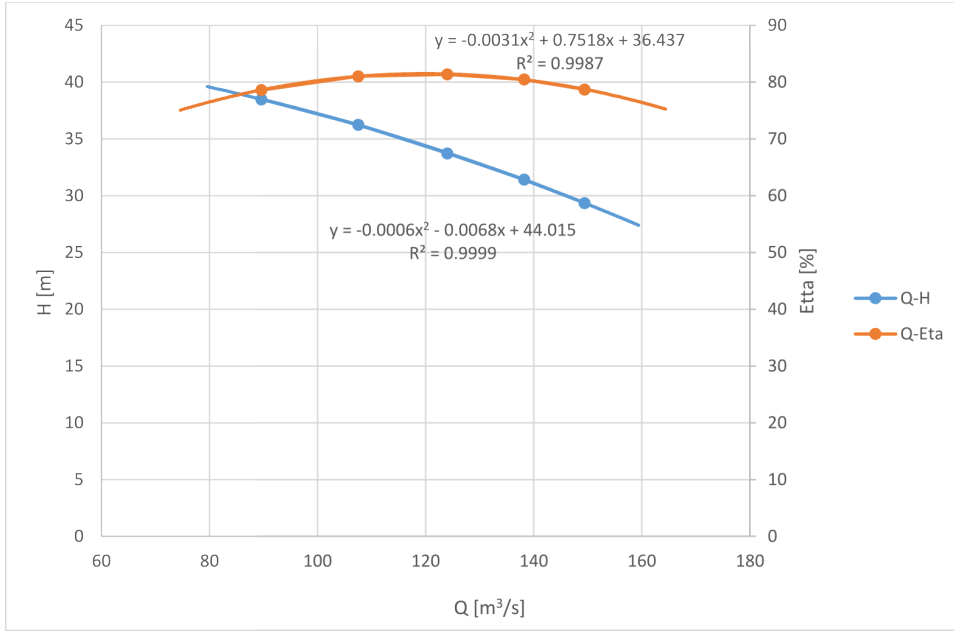
$$\eta_{\text{čerpadla}} = \frac{\eta_{\text{celk}}}{\eta_{\text{motoru}}} = \frac{0,714}{0,907} \cdot 100 = 78,72\%$$

Na obrázku 3.6 vidíme přepočítanou účinnost samotného čerpadla za předpokladu, že elektromotor opravdu dosahuje účinnosti 90,7 %.

Z první derivace rovnice paraboly účinnosti z obrázku 3.6 určíme bod nejlepší účinnosti.

$$\eta' = (-0,0031 \cdot Q^2 + 0,7518 \cdot Q + 36,437)' = -0,062 \cdot Q + 0,7518 = 0$$

3. ÚČINNOST ČERPACÍHO SYSTÉMU



Obrázek 3.6: Naměřená a přepočítaná účinnost čerpadla

$$Q = 121,768 \text{ m}^3/\text{h}$$

Následným dosazením bodu $Q = 121,768 \text{ m}^3/\text{s}$ do Q-H křivky a Q-Eta křivky dostaneme $H=34,29\text{m}$ a $\eta = 80,99\%$. K ověření jestli čerpadlo odpovídá evropskému nařízení 547/2012 provedeme výpočet specifických otáček čerpadla podle rovnice 2.8 a minimální požadované účinnosti podle rovnice 2.9. Výpočet provedeme podle laboratorně naměřeného bodu Q_{BEP} .

$$n_q = \frac{n_{100\%}}{60} * \frac{\sqrt{Q_{100\%}}}{H_{100\%}^{0,75}} = \frac{2940}{60} \cdot \frac{\sqrt{121,77}}{34,29^{0,75}} = 38,16$$

$$\eta_{BEP,minrequ} = 88,59x + 1346y - 11,48x^2 - 0,85y^2 - 0,38xy - C_{PumpType,rpm}$$

kde:

$$x = \ln(n_q) = \ln(38,16) = 3,56$$

$$y = \ln(Q) = \ln(121,768) = 4,80$$

Pro čerpadlo vybereme z tabulky 2.3 příslušnou hodnotu konstanty C. V našem případě pro ESCC čerpadlo pracující s otáčkami $n=2940 \text{ ot/min}$ a hodnotou $MEI=0,4$, která je v platnosti od 1.1.2015, vybereme $C_{PumpType} = 130,77$.

$$\eta_{BEP,min,requ} = 88,59 \cdot 3,56 + 13,46 \cdot 4,80 - 11,48 \cdot 3,56^2 - 0,85 \cdot 4,80^2 - 0,38 \cdot 3,56 \cdot 4,80 - 130,77 = 77,99\%$$

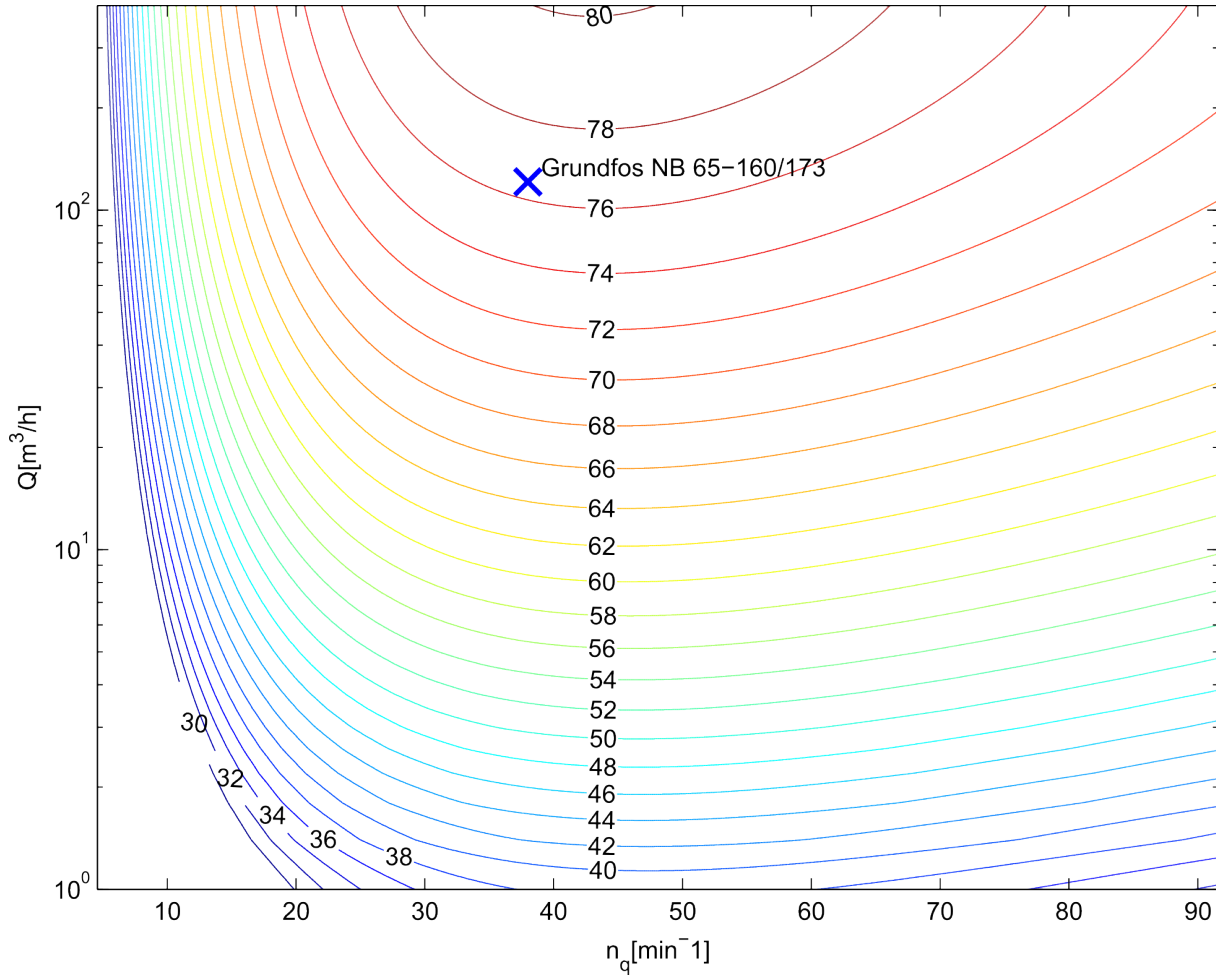
Minimální účinnosti v režimu částečného zatížení a v přetížení určíme z rovnice 2.10 a 2.11.

$$\eta_{PL,min,req} = 0,947 \cdot \eta_{BEP,min,req} = 0,947 \cdot 77,99 = 73,86\%$$

3.3. PŘÍKLAD Z PRAXE

$$\eta_{OL,min,req} = 0,985 \cdot \eta_{BEP,min,req} = 0,985 \cdot 77,99 = 76,82\%$$

Porovnáním změřených a vypočítaných účinností můžeme prohlásit, že čerpadlo vyhovuje evropskému nařízení 547/2012 pro hodnotu $MEI=0,4$. Čerpadlo dosáhlo naměřené účinnosti v bodu BEP 80,99%, přičemž je požadována účinnost 77,99%. Taktéž v režimech OL a PL čerpadlo vyhovuje. Při zatížení 70% Q čerpadlo dosáhlo $\eta_{PL} = 77,87\%$ (požadovaná hodnota $\eta_{PL,min,req} = 73,86\%$). Při 120% Q čerpadlo dosáhlo $\eta_{OL} = 80,24\%$ (požadovaná hodnota je $\eta_{OL,min,req} = 76,82\%$).



Obrázek 3.7: Fingerprint graf pro $MEI = 0,4$, ESCC čerpadla s otáčkami 2900 ot/min

Na obrázku 3.7 vidíme znázornění čerpadla Grundfos ve Fingerprint grafu, který udává minimální požadovanou účinnost pro ESCC čerpadla s otáčkami 2900 ot/min a $MEI = 0,4$. V příloze přikládám zdrojový kód do programu MATLAB, ve kterém lze volbou indexu C a otáček n vygenerovat Fingerprint grafy pro jednotlivé typy a otáčky čerpadel.

Jelikož se do budoucna počítá se zavedením hodnoty $MEI = 0,7$, bylo by zajímavé provést ověření i pro tuto hodnotu indexu. Pro ESCC, $n=2900$ ot/min a $MEI = 0,7$ je hodnota indexu $C = 127,75$. Dosazením do předešlých vzorců dostaneme následující výsledky:

$$\eta_{BEP,min,req} = 81,01 \quad (3.6)$$

$$\eta_{PL,min,req} = 76,72 \quad (3.7)$$

$$\eta_{OL-min,req} = 79,80$$

3. ÚČINNOST ČERPACÍHO SYSTÉMU

Při započítání 5% tolerančního pole podle rovnice 2.12 vidíme, že čerpadlo Grundfos NB 65-160/173 je plně připraveno i na benchmark účinnosti podle standardů Evropské unie, kterým je hodnota $MEI = 0,7$.

4. Závěr

V první části práce bylo shrnuto aktuální Evropské nařízení EuP, ve kterém je zahrnuta většina dosud vyráběných oběhových čerpadel a malá část čerpadel určených pro čerpání čisté chladné vody. Jsou zde uvedeny požadavky kladené na čerpadla a způsob výpočtu indexu EEI a MEI. Do budoucna se počítá s rozšířením této direktivy. Evropská unie připravuje další energetické limity, které zahrnou většinu vyráběných čerpadel a budou posuzovat i celkovou energetickou účinnost celých čerpacích systémů. Je tedy nutné dát důraz i na správné navrhování komponent v kontextu celého hydraulického systému, neboť i vysoce účinné čerpadlo, které nepracuje v bodě nejlepší účinnosti nebude dosahovat dobré energetické efektivity. Ve vodárenských systémech se nelze vyhnout místním ztrátám především na měřících a regulačních komponentech. Je snaha tyto ztráty eliminovat na minimum výběrem vhodných a kvalitních komponentů. Současným trendem je i rozsáhlé použití frekvenčních měničů, které dovolují velice přesné nastavení výstupních parametrů čerpadla. Nesporná výhoda je i postupné najíždění čerpadla do provozu. Avšak při návrhu čerpadla bychom se měli vždy snažit, aby čerpadlo pracovalo při nominálních otáčkách a tedy při frekvenci 50 Hz. Protože celková energetická účinnost celého systému je součinem účinností jednotlivých komponent, nemůžeme zanedbat ani samotnou účinnost frekvenčního měniče.

V kapitole Příklad z praxe bylo ukázáno několik chyb při návrhu čerpací stanice. Chyby byly způsobeny špatnou montáží, chybnou predikcí okrajových podmínek a mírně horšími parametry použitého čerpadla než udává výrobce. Z výsledků laboratorního měření vidíme, že čerpadlo dosáhlo nejlepší účinnosti 80,99%. Ovšem katalogová účinnost čerpadla podle výrobce je 85,1%, což kontrastuje s naměřenou účinností. Nicméně z modelového výpočtu vidíme, že čerpadlo firmy Grundfos je plně připraveno i na benchmark účinnosti $MEI = 0,7$ a je tak dobrým příkladem kvalitního hydrodynamického čerpadla evropského výrobce.

Literatura

- [1] BLÁHA, Jaroslav a Karel Brada. Příručka čerpací techniky. Vydavatelství ČVUT, Praha, 289 stran
- [2] BOOR, Boris, Kunštátský Jiří, Patočka Cyril. Hydraulika pro vodohospodářské stavby. Nakladatelství technické literatury Praha 1, 1968.
- [3] Council of the European Union. Commission Regulation (EU) No 547/2012 of the European Parliament. Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps. Publikováno 10.2.2012
- [4] DAŠEK, Ivo. Tabulky pro hydraulický výpočet vodovodního potrubí. Nakladatelství technické literatury Praha 1, 1968
- [5] European Association of Pump Manufacturers. Workshop Water Pump. How to apply European Commission Regulation 547/20012/EC implementing Directive 2009/125/EC with regard to ecodesign requirements for water pumps. Publikováno 7.3.2013. Dostupné na internetové adrese: http://europump.net/uploads/2013_EUROPUMP_Workshop_WaterPumps-How_to_apply_regulation.pdf
- [6] European Association of Pump Manufacturers. Energy Efficiency of circulators. Publikováno v prosinci 2011. Dostupné na adrese: http://europump.net/uploads/20111208_EuP_Lot_11_circulators_-_general_explanations_EEI_-_modified_versionV3_1__for_website.pdf
- [7] LANG, Sebastian, Ludwig Gerhard, Pelz Peter F., Stoffel Bernd. General Methodologies of Determining the Energy-Efficiency-Index of Pump Units in the Frame of the Extended Product Approach. Chair of Fluid Systems Technologies, Technische Universität Darmstadt, Germany. Publikováno v říjnu 2013, Rio de Janeiro, Brazil.
- [8] NEVĚŘIL, Jan, Švihálek Petr a Sedlář Milan. Neberme nové směrnice EU na lehkou váhu. SIGMA profit. roč. 20, č. 4, s. 10-10. datum publikování 18.12.2012
- [9] Official Journal of European Union. Directive 2005/32/EC of European Parliament and of the Council. L191/29. Publikováno 22.7.2005
- [10] Official Journal of the European Union. Commission communication in the framework of the implementation of Commission Regulation (EU) No 547/2012 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps. Publikováno 29.12.2012
- [11] Official Journal of European Union. Commission Regulation (EC) No 641/2009 of 22 July 2009. L191/35. Publikováno 23.7.2009
- [12] ŠOB, František. Hydromechanika: studijní materiál pro I. stupeň magisterského studia, 2. a 3. ročník. Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2037-5.

LITERATURA

- [13] VODIS Olomouc s.r.o., Ing. Josef Vychodil, Výpočtová zpráva: Upřesnění hydraulických parametrů příváděcího řadu. Olomouc, listopad 2013
- [14] WILCOX, David C. Basic Fluid Mechanics. Palm Drive: DCW Industries, 2000. ISBN 19-287-2903-7.
- [15] KUNŠTÁTSKÝ, Jiří a Cyril PATOČKA. Základy hydrauliky a hydrologie: pro inženýrské konstrukce a dopravní stavby. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. ISBN 04-716-66.

5. Seznam použitých zkratek a symbolů

$\cos\varphi$	[-]	účinník
d	[m]	charakteristický rozměr
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
h_{zm}	[m]	místní ztrátová výška
n_q	$[min^{-1}]$	specifické otáčky
$n_{100\%}$	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky
v	$[m \cdot s^{-1}]$	střední rychlost
BEP	[-]	bod nejlepší účinnosti
C	[-]	koeficient závislý na typu a otáčkách čerpadla
$C_{20\%}$	[-]	kalibrační konstanta
CE	[-]	značka shody pro výrobky na Evropském trhu
D_h	[m]	hydraulický průměr potrubí
DN	[m]	jmenovitá světlost potrubí
EEI	[-]	index energické účinnosti
EuP	[-]	(energy using products) Produkty spotřebovávající energii
H	[m]	dopravní výška
L	[m]	délka potrubí
P	[P]	výkon
OL	[-]	(over load) přetížení
PL	[-]	(part load) částečné zatížení
Q	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Průtok
RE	[-]	Reynoldsovo číslo
S	$[m^2]$	průtočná plocha průřezu
Y_{zt}	$[J \cdot kg^{-1}]$	Ztrátová měrná energie třením
δ	[°]	vrcholový úhel
η	[%]	účinnost

λ	$[-]$	koeficient tření
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita
ξ	$[-]$	součinitel místní ztráty

Indexy

celk	celková
meas	naměřená hodnota
minrequ	minimální požadovaná hodnota
ref	referenční hodnota
threshold	prahová hodnota

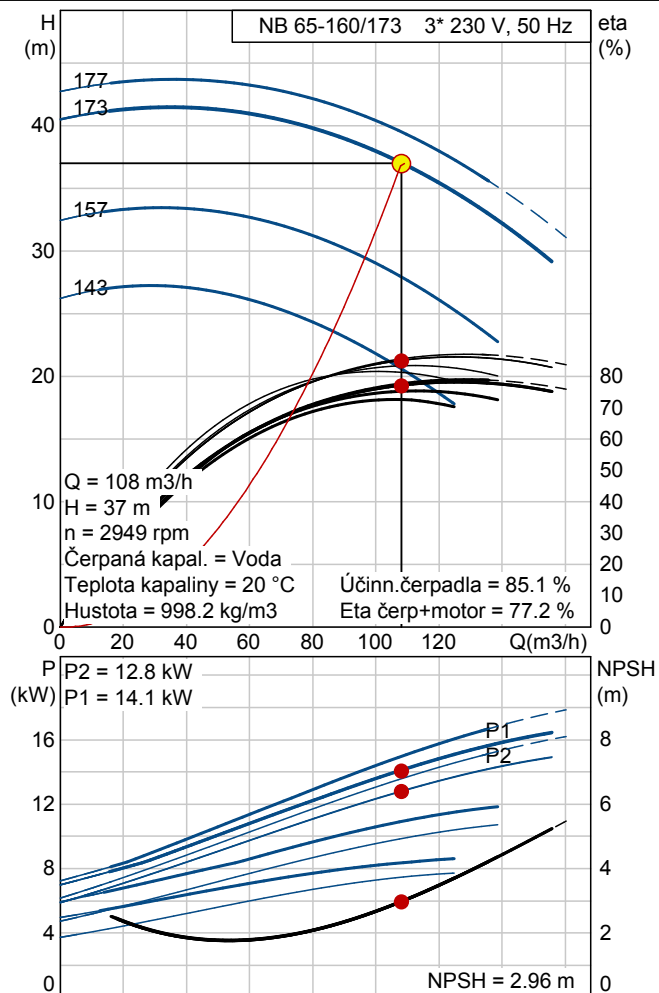
6. Seznam příloh

Katalogový list čerpadla Grundfos NB 65-160/173

Laboratorní měření čerpadla Grundfos NB 65-160/173

CD se skriptem pro výpočet fingerprint grafů.

Popis	Hodnota
Číslo výrobku:	NB 65-160/173 D-F-N-BAQE Na vyžádání Na vyžádání
Techn.:	
Údaje čerpadla pro dané otáčky:	2940 ot/min
Skutečná vypočítaná hodnota průtoku:	108 m ³ /h
Výsledná dopravní výška čerpadla:	37 m
Skutečný průměr oběž. kola:	172.9 mm
Ucpávka:	BAQE
Sekundární ucpávka:	NONE
Průměr hřídele:	24 mm
Verze čerpadla:	D
Materiály:	
Těleso čerpadla:	Korozivzdorná ocel DIN W.-Nr. 1.4408 ASTM CF8M
Oběžné kolo:	Korozivzdorná ocel DIN W.-Nr. 1.4408 ASTM CF8M
Kód mater. provedení:	N
Instalace:	
Max. teplota okolí:	60 °C
Max. provozní tlak:	16 bar
Standardní příruba:	EN 1092-2
Kód pro připojení:	F
Sací hrdlo:	80
Výtlačné hrdlo:	65
PN pro potrubní přípojku:	PN16
Těsnicí kruh(y):	Těsnicí kruh(y)
Kapalina:	
Čerpaná kapalina:	Water
Rozsah teploty kapaliny:	0 .. 120 °C
Teplota kapaliny:	20 °C
Hustota:	998.2 kg/m ³
Elektrické údaje:	
Typ motoru:	MMG160MB
Třída účinnosti IE:	IE2 [IE2]
Počet pólů:	2
Jmenovitý výkon - P2:	15 kW
Frekvence el. sítě:	50 Hz
Jmenovité napětí:	3 x 380-420D/660-725Y V
Jmenovitý el. proud:	28,0-25,5/16,0-14,6 A
Rozběhový el. proud:	750-750 %
Cos phi - účinník:	0,90
Jmenovité otáčky:	2940 ot/min
Účinnost IE:	IE2 90,7%
Účinnost motoru při plném zatížení:	90,7-90,7 %
Účinnost motoru při 3/4 zatížení:	90,7-90,7 %
Účinnost motoru při 1/2 zatížení:	89,5-89,5 %
Krytí (IEC 34-5):	55
Třída izolace (IEC 85):	F
Motorová ochrana:	PTC
Výr.č. motoru:	83K15426
Konstrukce dle IEC 34-7:	IM B35
Typ maziva:	Grease
Jiné:	
Čistá hmotnost:	On request kg
Hrubá hmotnost:	On request kg
Přepravní objem:	0.725 m ³



Standard test report

Customer name	ZEMSKÝ Rohatec, s.r.o. Na Kopci 46* 696 01 Rohatec Czech Republic
Customer order no.	122001476
Customer Tag no.	
GRUNDFOS order no.	9550040182
Product type	NB65-160/173 E-F-N-BAQE
GRUNDFOS DUT id.	98383224P213020005
Part number	98383224

We the undersigned hereby guarantee and certify that the materials and/or parts for the above mentioned product were manufactured by GRUNDFOS, tested, inspected, and conform to the full requirements of the appropriate catalogues, drawings and/or specifications relative thereto.

The attached test result is from the above mentioned pump.

39. GRUNDFOS 
Magyarország Gyártó Kft.
2800 Tatabánya, Búzavirág u. 14.

GRUNDFOS

Date: 11.01.2013

Signature: 

Name: Halász Tímea

Dept.: QA GMH2

Test Report for Pump

ISO 9906 Grade 1:1999



Order No.: 100005544318

Operator : ZLH

Date of test 2013.01.11 11:21:59

Test bed : V7179139

Product-id : 98383224P213020005

Pump Type : NB65-160/173 E-F-N-BAQE

SAP-code : 98383224

Motor type : MMG160 MB 15KW

* Values corrected to standard speed of rotation or frequency

	Flow [m ³ /h]*	Head [m]*	Rot. [rpm]	U1 [V]	U2 [V]	U3 [V]	I avg. [A]	P1 [kW]*	Eta [%]
Point 1	149.40	29.35	2,951	400	400	400	27.7	16.7	71.4
Point 2	138.20	31.43	2,954	401	400	400	26.6	16.2	73.0
Point 3	124.00	33.73	2,954	401	399	400	25.6	15.4	73.8
Point 4	107.50	36.25	2,958	400	399	400	24.1	14.4	73.5
Point 5	89.60	38.49	2,962	400	399	400	22.2	13.1	71.3


Grundfos Hungary Manufacturing Ltd.
Búzavirág u. 14
H-2800 Tatabánya, Ipari Park
Hungary

Test Report for Pump ISO 9906 Grade 1:1999



Order No.: 100005544318

Operator : ZLH

Date of test 2013.01.11 11:21:59

Test bed : V7179139

Product-id : 98383224P213020005

Pump Type : NB65-160/173 E-F-N-BAQE

SAP-code : 98383224

Motor type : MMG160 MB 15KW

